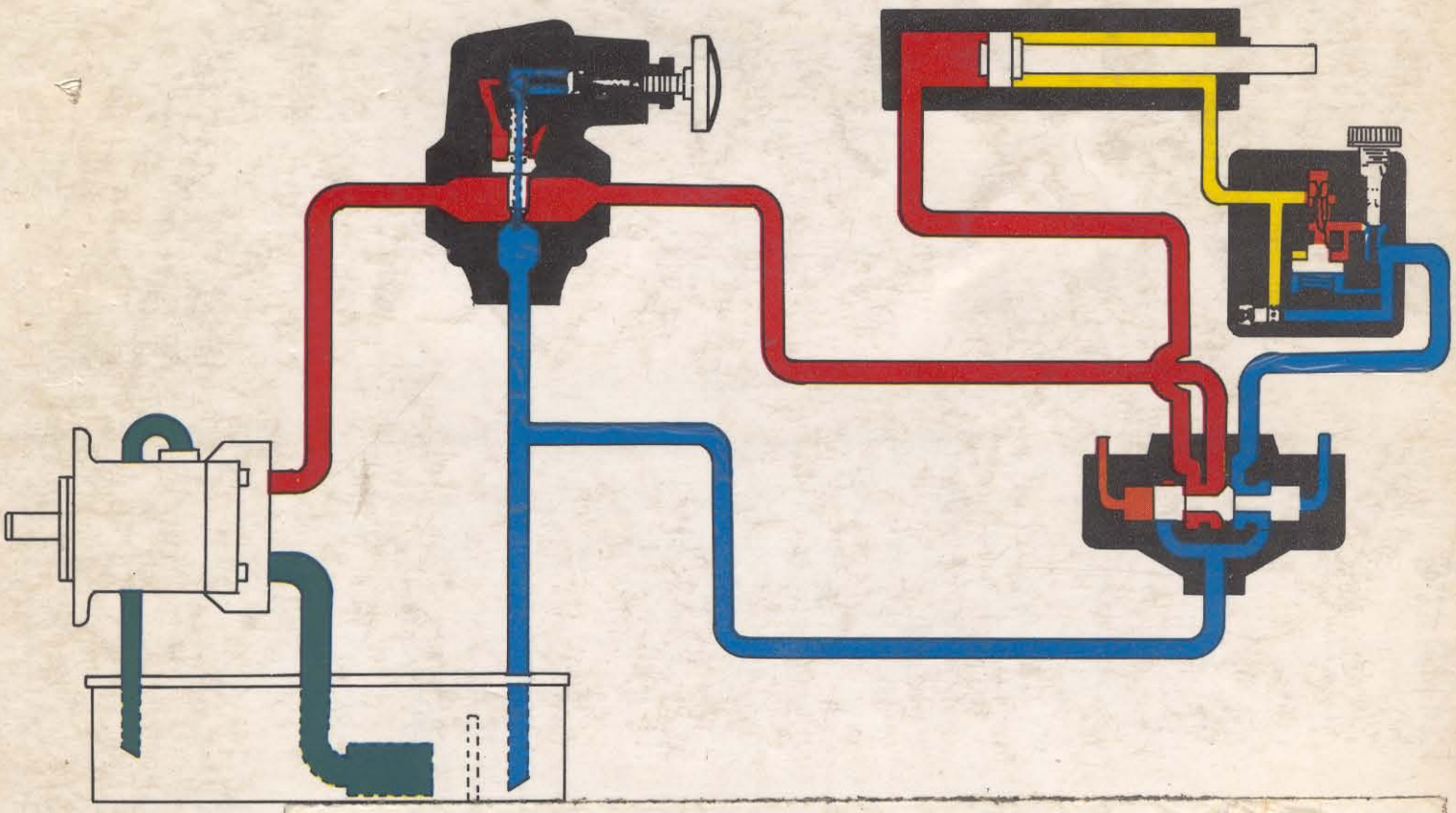
VYCMEX
VALVULAS Y CONTROLES MEXICANOS, S.A. de C.V.

Distribuidor único VICKERS

MANUAL DE HIDRAULICA INDUSTRIAL



VYCMEX

MANUAL DE HIDRAULICA INDUSTRIAL

935100-A

Distribuidor único VICKERS

PREFACIO

Como muchas de las ramas de ingeniería, la hidráulica es antigua y moderna. Por ejemplo, el uso de la rueda de agua es tan antiguo que su invención precede la escritura de la historia. Por otro lado, el uso del flúido bajo presión para transmitir potencia y para controlar movimientos intrincados, es relativamente moderna y ha tenido su desarrollo más grande en las últimas dos o tres décadas. La generación de potencia, la rama de hidráulica representada por la rueda de agua, no nos concierne ahora. La máquina de vapor, el motor de combustión interna, el motor eléctrico y la turbina de agua, todas han desempeñado un trabajo admirable al suministrar potencia motriz. Sin embargo, a cada una le falta el mecanismo para dirigir ésta potencia para trabajo útil. El propósito de este manual es el estudiar el uso de los flúidos bajo presión en la transmisión de potencia o movimiento bajo control preciso.

A menudo se nos ha preguntado ¿Por qué es la Industria Hidráulica necesaria cuando tenemos disponible las bien conocidas ramas de Industria Mecánica, Neumática y Eléctrica?

Esto es porque un líquido confinado es de los medios más versátiles, para modificar movimientos y transmitir potencia. Es tan resistente como el acero, además, infinitamente flexible. Cambia de forma para adaptarse al cuerpo que resiste su empuje, se puede dividir en partes, cada parte haciendo el trabajo a su medida y puede ser reunido para que trabaje como conjunto.

Se puede mover rápidamente a lo largo de una parte y despacio en la otra. No hay otro medio que combine el mismo grado de positividad, exactitud y flexibilidad, manteniendo la habilidad de transmitir un máximo de potencia en un mínimo de volumen y peso.

Las leyes de física que dominan los flúidos son tan simples como la mecánica de sólidos y más simples que las leyes de la electricidad, el vapor o los gases. El uso de ingeniería en general y particularmente la hidráulica ha logrado el final de la expansión de la potencia mental y física del hombre para lograr que un trabajo se haga con precisión, más rapidez y con menor desgaste de la energía humana.

Aunque este manual esté dedicado principalmente a manejo y mantenimiento del equipo Vickers, incluye capítulos generales que cubren las bases de la hidráulica y todo tipo de bombas, motores y controles. El equipo Vickers mencionado está limitado a las series representativas comúnmente encontradas en las herramientas de la maquinaria industrial.

En los años recientes, se han tratado de establecer estandares en la mayoría de las fases de la industria. En la rama hidráulica probablemente el esfuerzo más significativo en este sentido fué empezado por la Joint Industry Conference (J.I.C.). La Joint Industry Conference estaba compuesta por varias asociaciones industriales reconocidas, interesadas en establecer los estandares industriales que promoverán seguridad para el personal, facilitarán el mantenimiento y aumentarán la vida de servicio de las herramientas y equipo. Ya que sus recomendaciones publicadas fueron recibidas tan favorablemente en la rama de hidráulica, los esfuerzos los continuó la American Standars Association (ASA) en combinación con la National Fluid Power Association. El nombre de ASA recientemente se ha cambiado por el American National Standars Institute (A.N.S.I.).

Los estandares establecidos para símbolos gráficos y las claves de los colores del flúido y la presión han sido usados a través de éste manual. El significado de los símbolos es discutido en el Capítulo 2 y el Apéndice II. La clave de color usados en los componentes pictóricos y en las líneas hidráulicas es como sigue:

Rojo	Funcionamiento o sistema de presión.
Azul	Flujo de Retorno.
Verde.	Succión o drenaje.
Amarillo	Flujo controlado.
Anaranjado	Presión reducida, presión piloto o presión de carga.
Morado	Presión intensificada
Blanco	Flúido inactivo.

TABLA DE CONTENIDO

Capítulo	Título	Página
1	Introducción a la Hidráulica	1-1
2	Principios de la Potencia Hidráulica	2-1
3	Fluidos Hidráulicos	3-1
4	Tuberías y Sellos Hidráulicos	4-1
5	Tanques y Acondicionadores del fluido	5-1
6	Actuadores Hidráulicos	6-1
7	Controles Direccionales	7-1
8	Servo Válvulas	8-1
9	Controles de Presión	9-1
10	Controles de Volumen	10-1
11	Bombas Hidráulicas	11-1
12	Accesorios	12-1
13	Circuitos Hidráulicos Industriales	13-1

Apéndices

I	Definición de Términos Técnicos	Página 1
II	Símbolos Gráficos	Página 7

CAPITULO 1

INTRODUCCION A LA HIDRAULICA

El estudio de la Hidráulica tiene que ver con el uso y características de líquidos. Desde siempre, el hombre ha usado líquidos para suavizar su carga. El hombre de las cavernas flotaba río abajo, sobre leños amarrados con lianas enroscadas.

Las anotaciones más antiguas de la historia muestran que artículos tales como bombas y ruedas de agua eran conocidas en tiempos muy remotos. Sin embargo, hasta el Siglo 17 fue que la rama de la hidráulica, con la que vamos a trabajar, se empezó a usar. El principio descubierto por el científico francés Pascal.

Dice:

La presión aplicada a un flúido confinado se transmite sin disminución de fuerza en todas direcciones y actúa con fuerza igual y en áreas iguales en los ángulos correspondientes.

Este precepto explica porque una botella de vidrio completamente llena se romperá si se trata de tapar. El líquido es prácticamente incomprensible y transmite la fuerza aplicada al tapón a través del recipiente. (Fig. 1-1) El resultado es una fuerza excesivamente mayor sobre una área superior a la del tapón. Aunque es posible que se rompa la base de la botella al empujar el tapón con fuerza moderada.

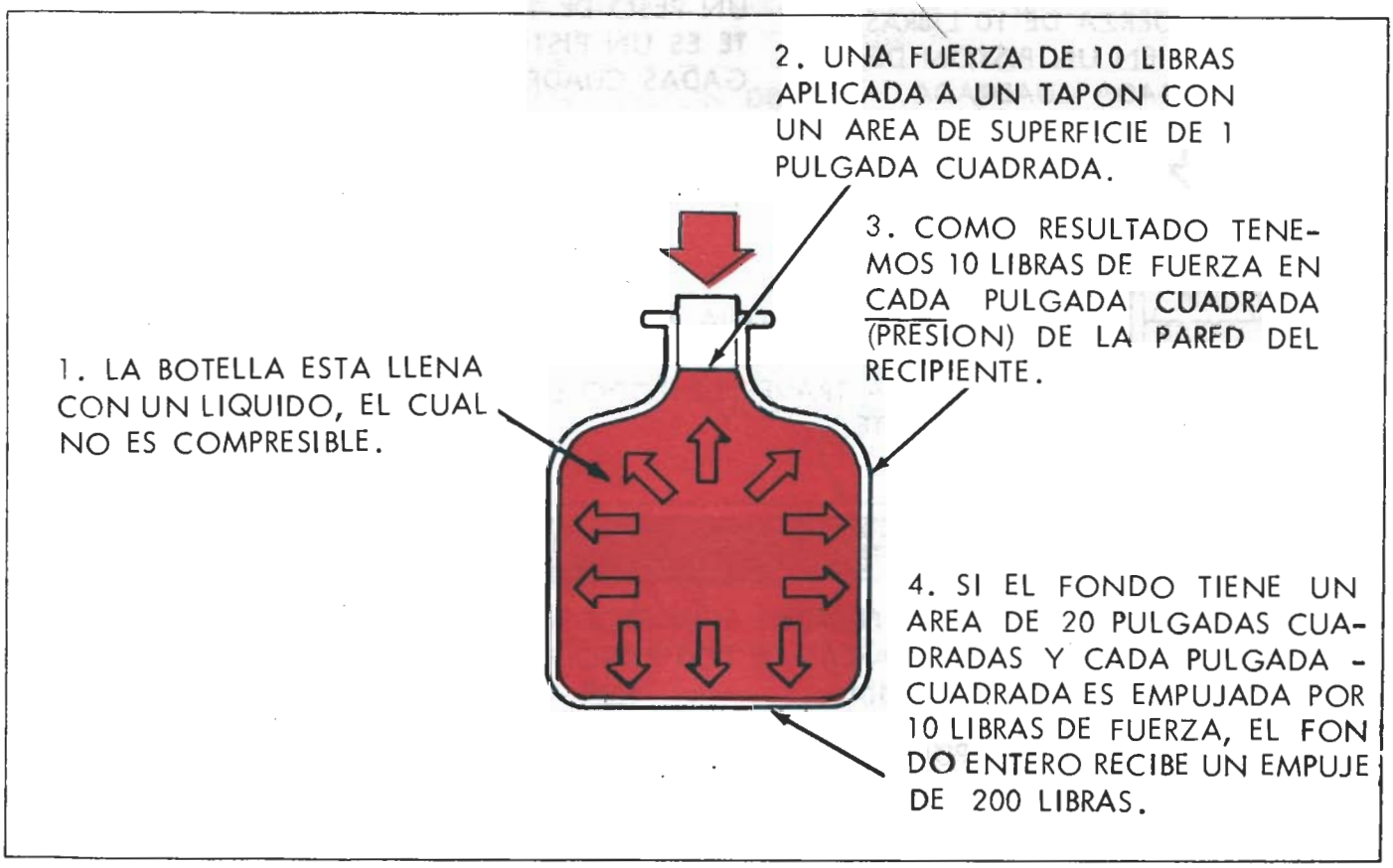
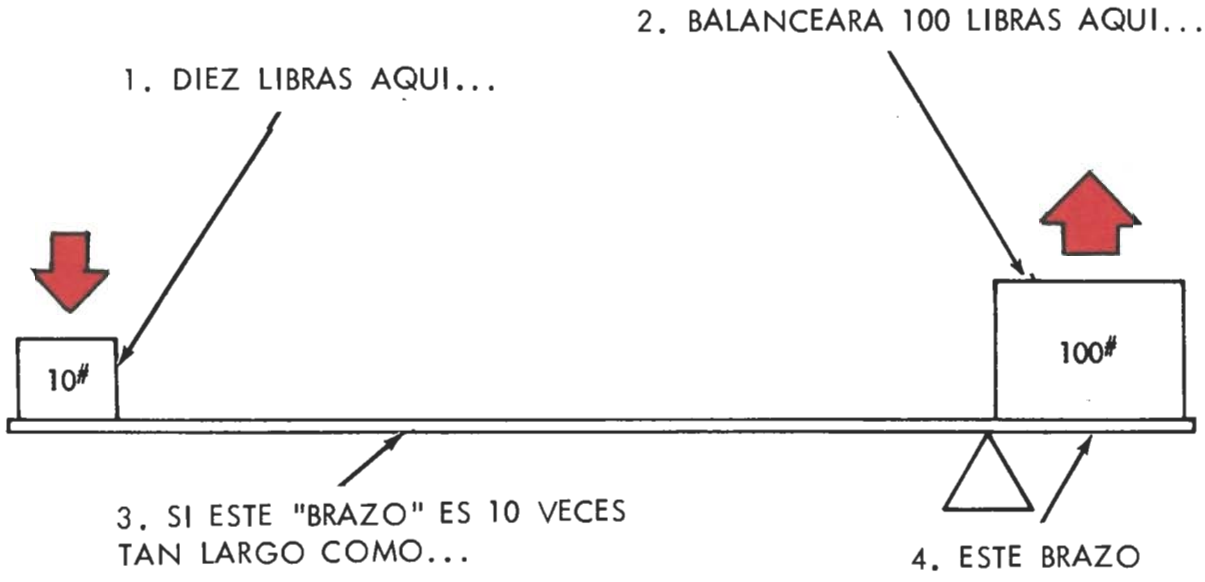
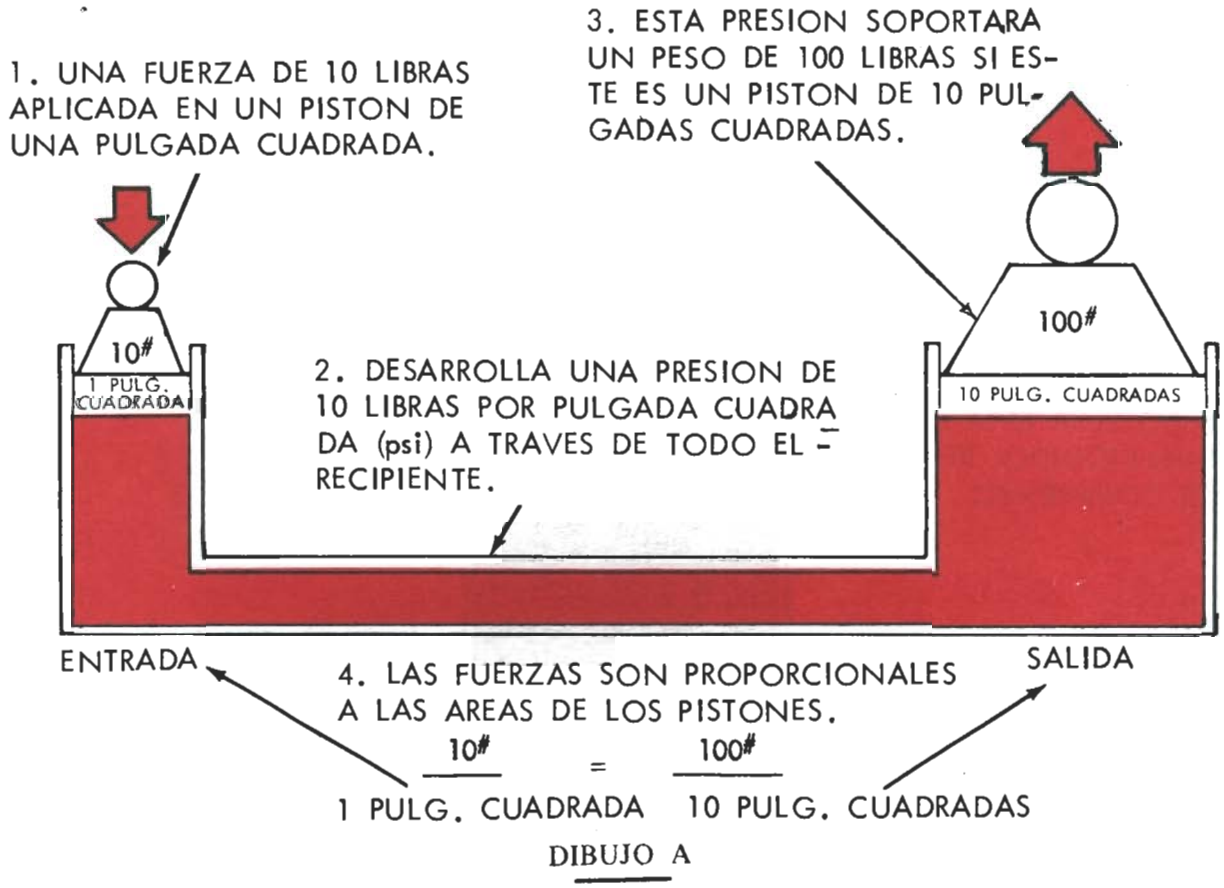


Figura 1-1. La Presión (Fuerza por Area Unitaria) es Transmitida a Través de un Flúido Confinado.



DIBUJO B



DIBUJO A

Figura 1-2 Palanca Hidráulica.

Probablemente la simplicidad de la ley de Pascal evitó que los hombres desarrollaran su tremendo potencial por más de dos siglos. En los primeros pasos de la Revolución Industrial, un mecánico inglés llamado Joseph Bramah utilizó el descubrimiento de Pascal al hacer una prensa hidráulica.

Bramah decidió que si una fuerza pequeña en un área pequeña podría crear una fuerza, proporcionalmente podría crear una fuerza más grande en un área mayor, el único límite a una fuerza que una máquina puede ejercer lo determina el área a la cual la presión es aplicada.

La figura 1-2 muestra como Bramah aplicó el principio de Pascal en una prensa hidráulica. La fuerza aplicada es la misma del tapon de botella en la figura 1-1 y el pistón tiene la misma área de una pulgada cuadrada. Sin embargo un pistón más grande tiene un área cuadrada de 10 pulgadas cuadradas. El pistón más grande es empujado con 10 libras de fuerza por pulgada cuadrada por eso puede soportar un peso o fuerza total de 100 libras.

Se puede ver fácilmente que las fuerzas o pesos que lo balancearán con éste aparato son proporcionales a las áreas del pistón. De modo que, si el empuje del área del pistón es de 200 pulgadas cuadradas, la fuerza producida será de 2000 libras (Considerando el mismo empuje de 10 libras en cada pulgada cuadrada). Esta es la base del funcionamiento de la palanca hidráulica así como la de la prensa hidráulica.

Es interesante notar la similitud entre una prensa sencilla y una palanca mecánica (vista B). Así como Pascal dijo anteriormente —aquí tenemos otra vez, fuerza es a fuerza, como distancia es a distancia.

DEFINIENDO PRESION

Para poder determinar la fuerza total ejercida en una superficie, es necesario saber la presión o fuerza en la unidad del área. Normalmente expresamos esta presión en Libras Por Pulgada Cuadrada psi. Conociendo la presión y el número de pulgadas cuadradas del área en la que se está ejerciendo la fuerza, se puede fácilmente determinar la fuerza total.

CONSERVANDO LA ENERGIA

La ley fundamental de los físicos dice que la energía no se puede crear o destruir. La multiplicación de la fuerza en la figura 1-2 no es el obtener algo para nada. El pistón más grande se mueve solamente por el desplazamiento del líquido por medio de un pequeño pistón haciendo que la distancia que cada pistón se mueve sea inversivamente proporcional a su área (fig. 1-3).

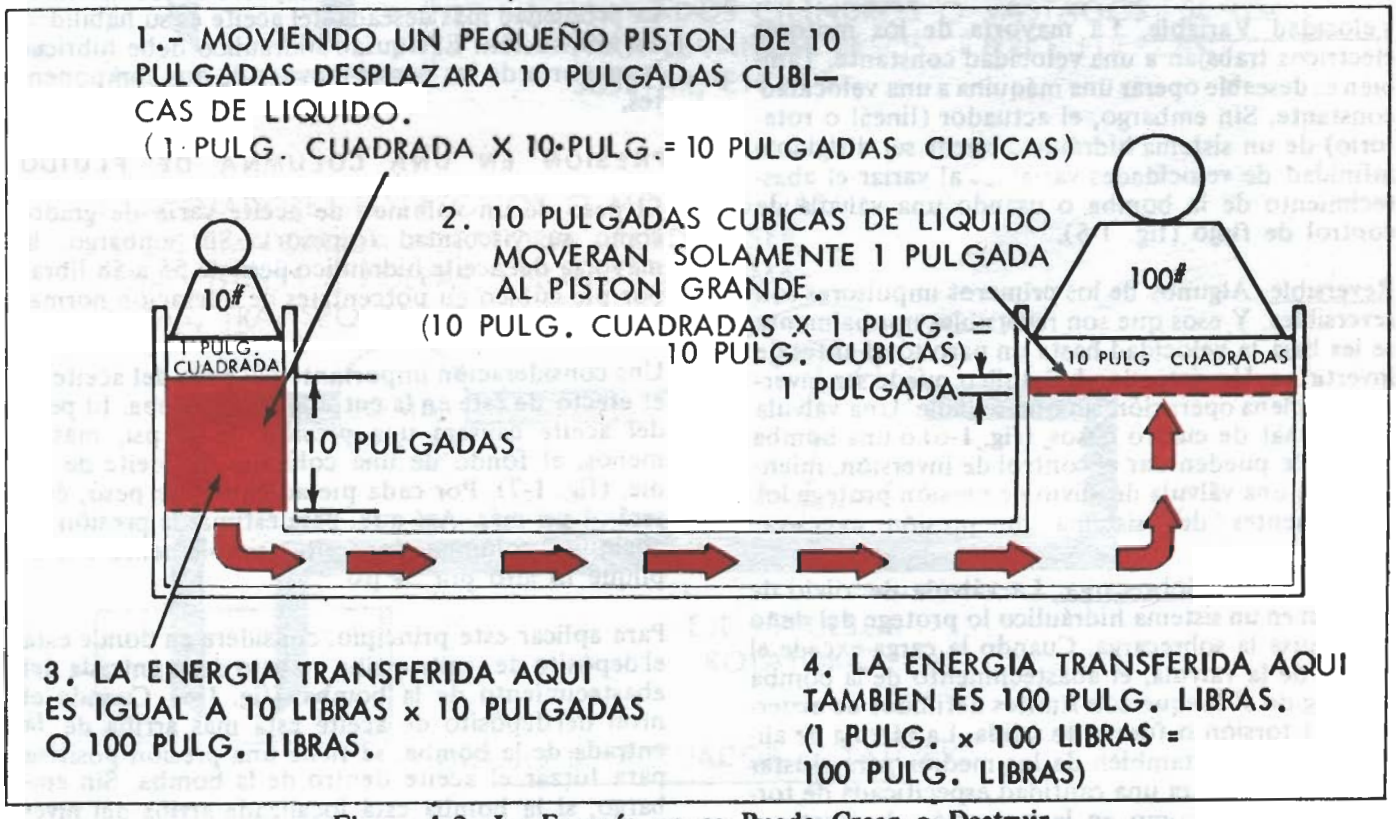


Figura 1-3. La Energía no se Puede Crear o Destruir.

Lo que se gana en fuerza se debe sacrificar en distancia o velocidad.

TRANSMISION DE POTENCIA HIDRAULICA

La hidráulica ahora se puede definir como un medio de transmitir potencia al empujar sobre un líquido confinado. El componente de empuje de entrada del sistema se llama una bomba y el empuje de salida es un actuador.

Para simplificar las cosas hemos mostrado un pequeño pistón sencillo, la mayoría de las bombas de potencia dirigida necesitarán muchos pistones, paletas o engranes según los de sus elementos de bombeo. Los actuadores son lineales, como el cilindro mostrado, o rotatorio como los motores hidráulicos. (Fig. 1-4).

El sistema hidráulico no es una fuente de energía. La fuente de energía es el primer impulsor tales como un motor eléctrico o un motor que impulse la bomba. El lector se preguntará ¿Por qué no olvidar la hidráulica y acoplar el mecanismo mecánico directamente al primer impulsor? La respuesta es la versatilidad del sistema hidráulico, el cual dá las ventajas sobre otros métodos para transmitir potencia.

LAS VENTAJAS DE LA HIDRAULICA

Velocidad Variable. La mayoría de los motores eléctricos trabajan a una velocidad constante. También es deseable operar una máquina a una velocidad constante. Sin embargo, el actuador (lineal o rotatorio) de un sistema hidráulico puede ser dirigido a infinidad de velocidades variables al variar el abastecimiento de la bomba o usando una válvula de control de flujo (fig. 1-5).

Reversible. Algunos de los primeros impulsores son reversibles. Y esos que son reversibles normalmente se les baja la velocidad hasta un paro total antes de invertirlos. Un actuador hidráulico puede ser invertido en plena operación sin que se dañe. Una válvula direccional de cuatro pasos, (fig. 1-6) o una bomba reversible pueden dar el control de inversión, mientras que una válvula de alivio de presión protege los componentes del sistema de presión excesiva.

Protección de Sobrecarga. La válvula de alivio de presión en un sistema hidráulico lo protege del daño que causa la sobrecarga. Cuando la carga excede el ajuste de la válvula, el abastecimiento de la bomba es dirigido al tanque con límites definidos de acuerdo a la torsión o fuerza de salida. La válvula de alivio de presión también da los medios para ajustar una máquina para una cantidad especificada de torsión o fuerza, como en la operación de sujetar o abrazar una pieza.

Paquetes Pequeños. Los componentes hidráulicos, a causa de sus altas velocidades y la compatibilidad de su presión, pueden dar una alta fuerza de salida siendo éstos muy pequeños y ligeros.

Pueden ser Parados. Parar un motor eléctrico causaría daños o fundiría un fusible. Igualmente las máquinas no se pueden parar sin la necesidad de volver las a prender. Sin embargo, un actuador hidráulico puede ser parado sin causar daños cuando esté sobrecargado y arrancará inmediatamente cuando le reduzcan la carga. Mientras esté parado, la válvula de alivio simplemente desviará el abastecimiento de la bomba al tanque. La única pérdida causada será el desperdicio de caballos de fuerza.

ACEITE HIDRAULICO

Cualquier líquido es esencialmente incomprensible y por eso transmite la fuerza instantáneamente en un sistema hidráulico. Por cierto, el nombre de hidráulico viene de la palabra Griega hidros que quiere decir agua y aulos que quiere decir tubo. La primera prensa hidráulica Bramah y algunas de las prensas en servicio hoy, usan agua como medio de transmisión.

Sin embargo, el líquido más comúnmente usado en los sistemas hidráulicos es el aceite de petróleo. El aceite transmite la potencia fácilmente porque es muy poco compresible. Este se comprimirá, un medio del uno por ciento en una presión de 1000 psi, mínima cantidad en la mayoría de los sistemas. La propiedad más deseada del aceite es su habilidad de lubricación. El líquido hidráulico debe lubricar la mayoría de las partes móviles de dos componentes.

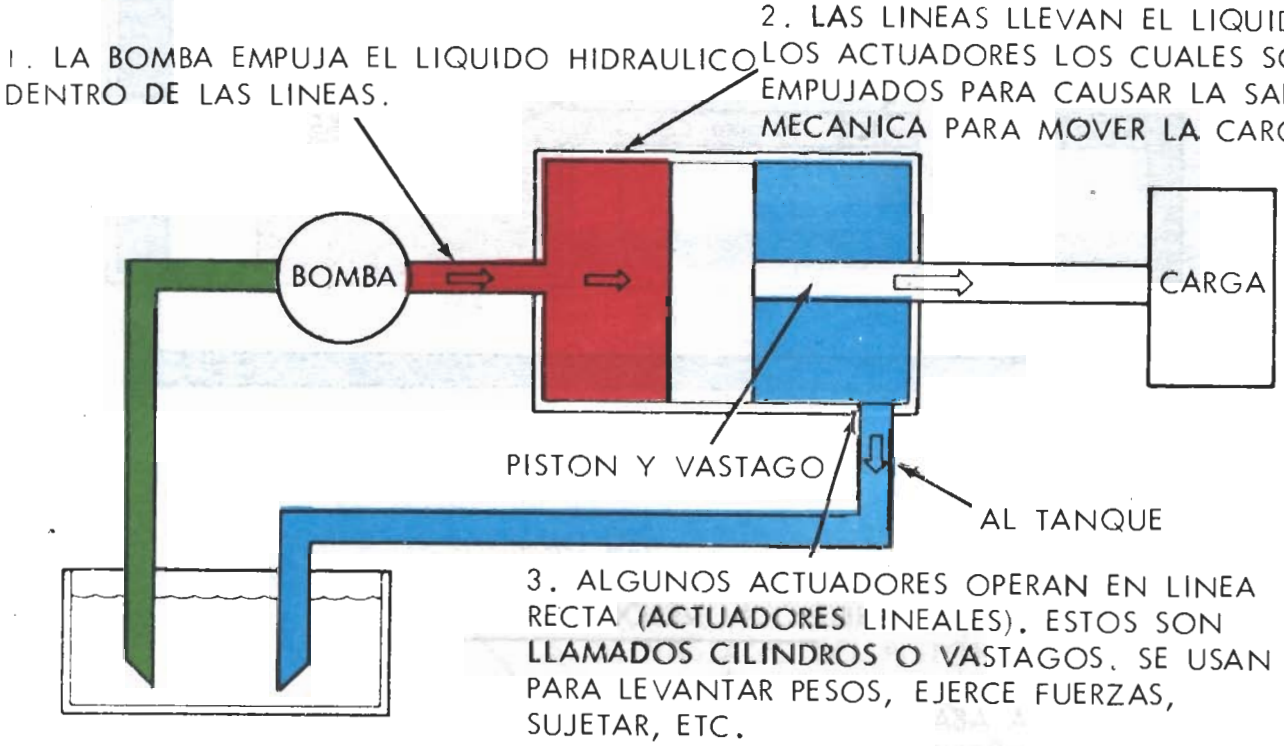
PRESION EN UNA COLUMNA DE FLUIDO

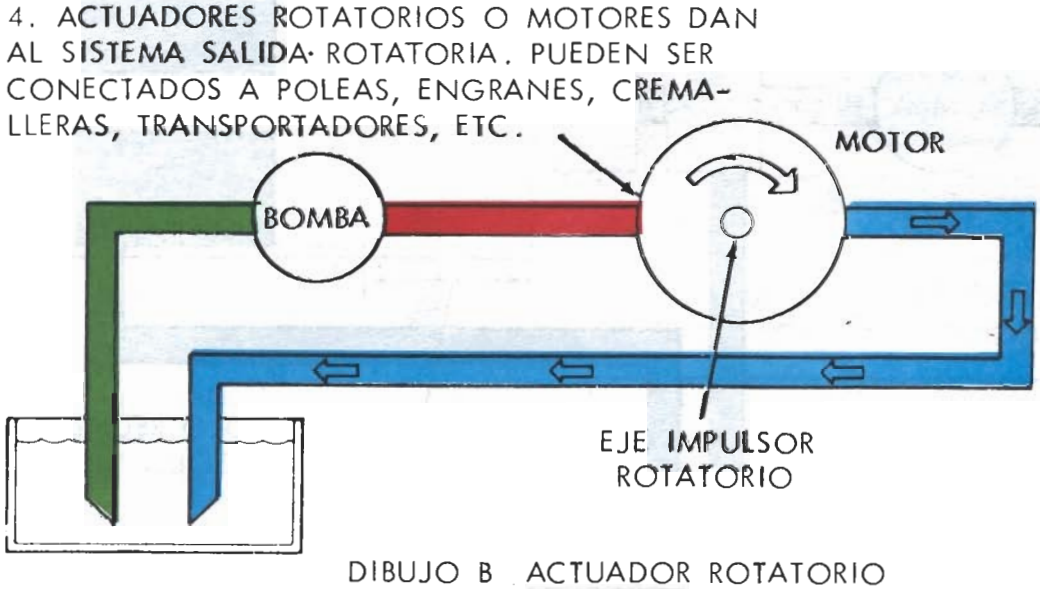
El peso de un volumen de aceite varía de grado, como su viscosidad (espesor). Sin embargo, la mayoría del aceite hidráulico pesa de 55 a 58 libras por pie cúbico en porcentajes de operación normales.

Una consideración importante del peso del aceite es el efecto de éste en la entrada de la bomba. El peso del aceite causará una presión de .4 psi, más o menos, al fondo de una columna de aceite de un pie. (fig. 1-7). Por cada pie adicional de peso, éste será .4 psi más. Así que, para estimar la presión de cualquier columna de aceite, simplemente multiplique lo alto por .4 psi.

Para aplicar este principio, considere en donde está el depósito de aceite arriba o abajo de la entrada del abastecimiento de la bomba. (fig. 1-8). Cuando el nivel del depósito de aceite está más arriba de la entrada de la bomba, se tiene una presión positiva para forzar el aceite dentro de la bomba. Sin embargo, si la bomba está localizada arriba del nivel del aceite, un vacío equivalente a .4 psi por pie se necesita, para "levantar" el aceite a la entrada de la bomba. Realmente el aceite no es "levantado" por el vacío, ya que es forzado por la presión atmosférica dentro del vacío creado a la entrada de la

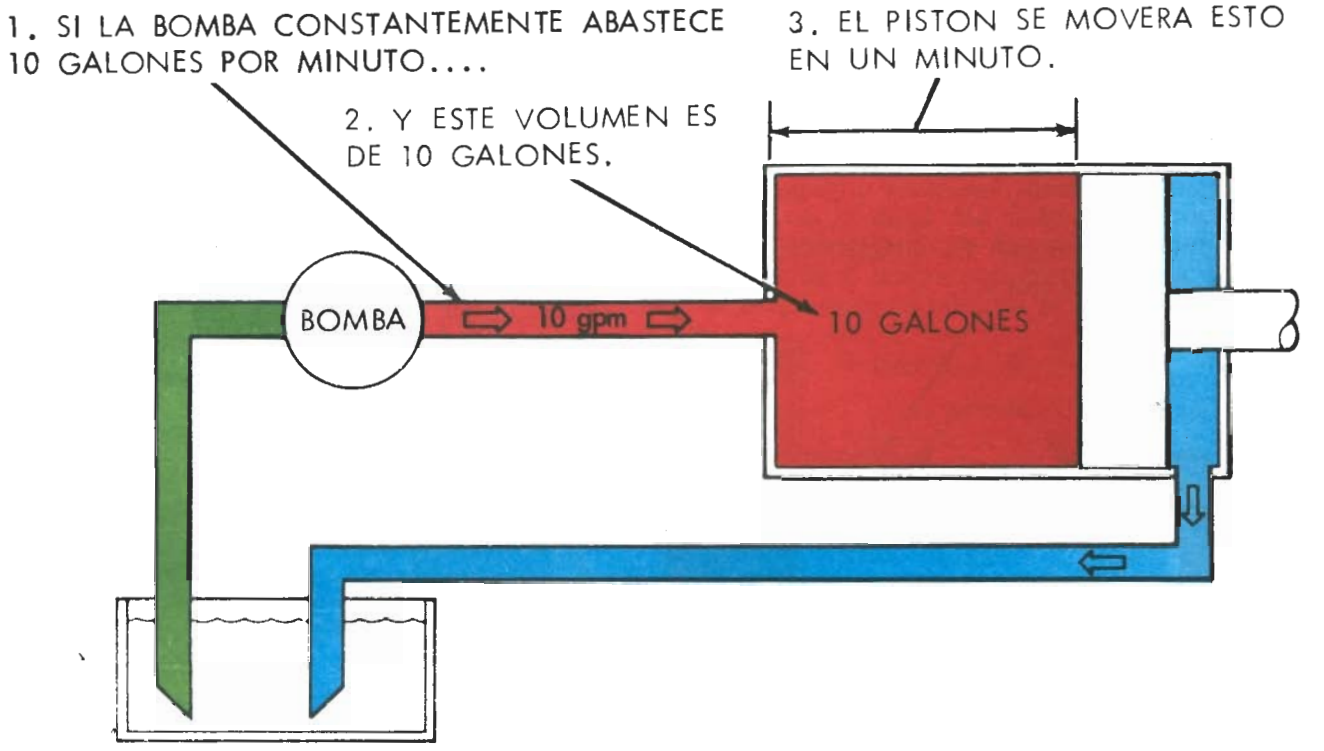
DIBUJO A ACTUADOR LINEAL



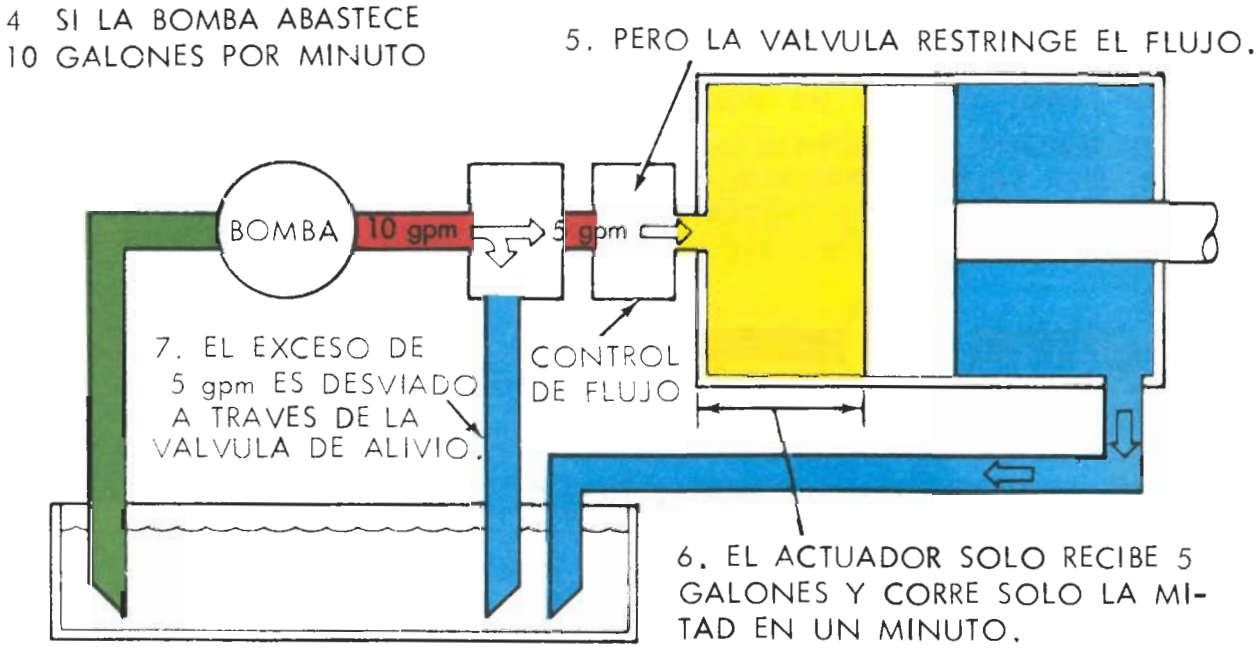


DIBUJO B ACTUADOR ROTATORIO

Figura 1-4. Transmisión de la Potencia Hidráulica.



DIBUJO A VELOCIDAD MAXIMA



DIBUJO B. VELOCIDAD REDUCIDA

Figura 1-5. El Impulso Hidráulico de Velocidad es Variable.

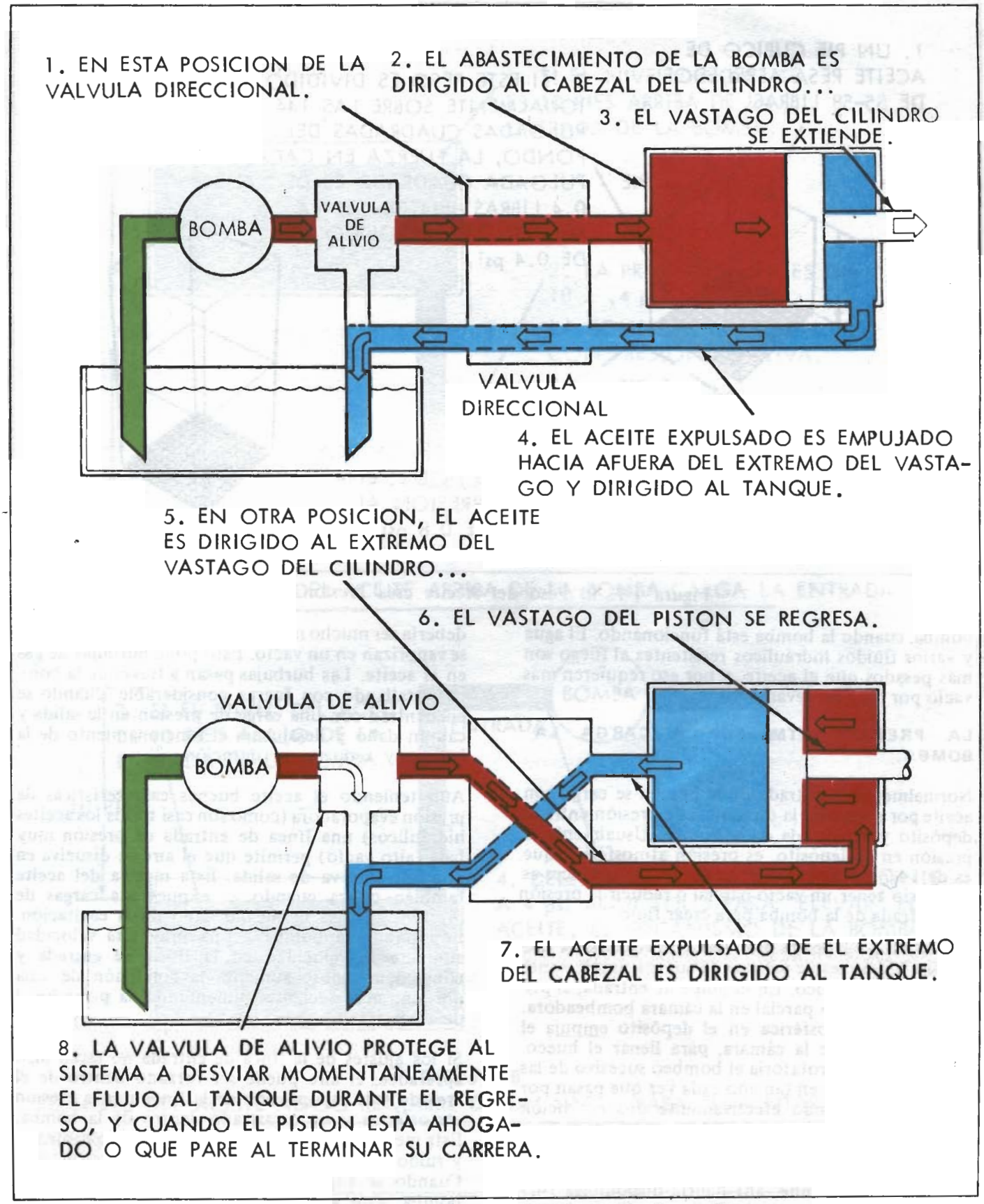


Figura 1-6. Los Impulsos Hidráulicos son Reversibles.

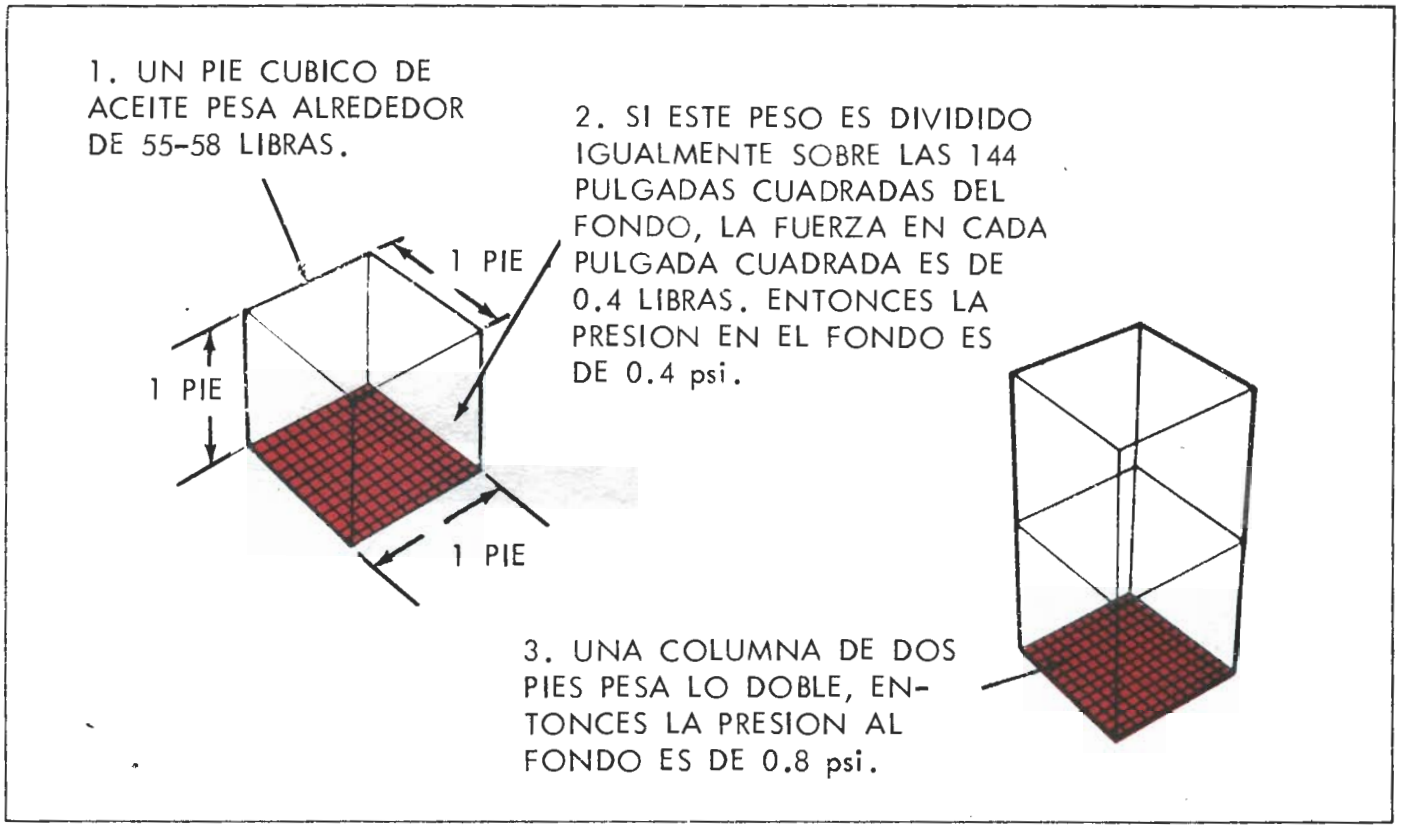


Figura 1-7. El Peso del Aceite crea Presión.

bomba, cuando la bomba está funcionando. El agua y varios flúidos hidráulicos resistentes al fuego son más pesados que el aceite, y por eso requieren más vacío por pie para levantarlos.

LA PRESION ATMOSFERICA CARGA LA BOMBA.

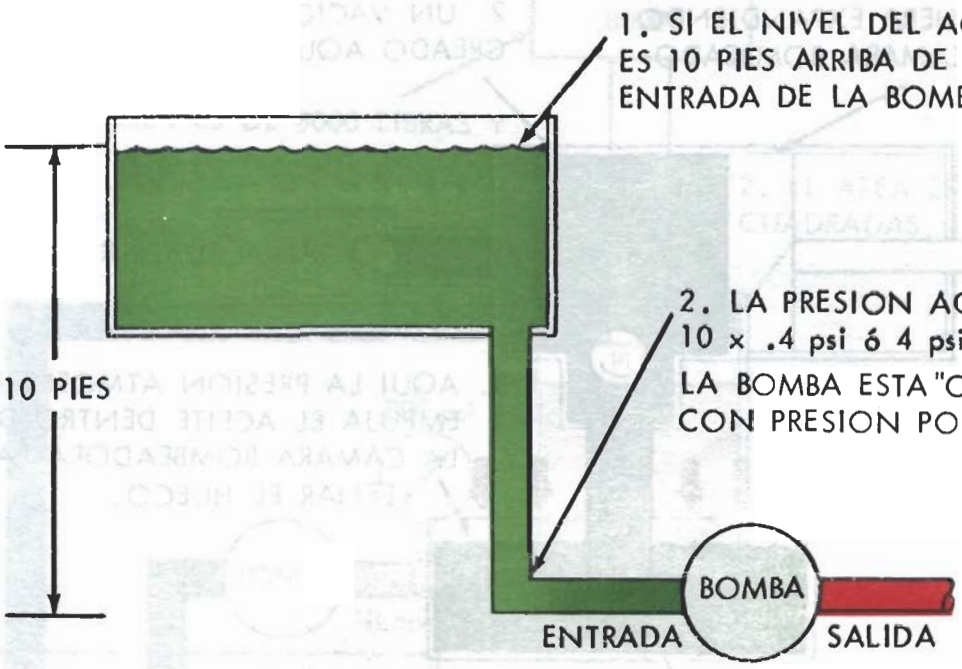
Normalmente la entrada de la bomba se carga con aceite por medio de la diferencia de presión entre el depósito y la entrada de la bomba. Usualmente la presión en el depósito, es presión atmosférica, que es de 14.7 psi en un medidor absoluto. Entonces es necesario tener un vacío parcial o reducir la presión a la entrada de la bomba para crear flujo.

La figura 1-9 muestra una situación típica para una bomba hidráulica de palanca, la cual es simplemente un pistón recíproco. En el golpe de entrada, el pistón crea un vacío parcial en la cámara bombeadora. La presión atmosférica en el depósito empuja el aceite dentro de la cámara, para llenar el hueco. (En una bomba rotatoria el bombeo sucesivo de las cámaras aumenta en tamaño cada vez que pasan por la entrada, creando efectivamente una condición idéntica en el hueco).

Si fuese posible "jalar" un completo vacío a la entrada de la bomba, ahí habría disponibles 14.7 psi para empujar el aceite hacia dentro. Sin embargo, prácticamente la diferencia de presión disponible debería ser mucho menor. Por una cosa, los líquidos se vaporizan en un vacío. Esto pone burbujas de gas en el aceite. Las burbujas pasan a través de la bomba, estallando con fuerza considerable, cuando se encuentran con una carga de presión en la salida y causan daño y desajustan el funcionamiento de la bomba y reducen su duración.

Aún teniendo el aceite buenas características de presión evaporadora (como son casi todos los aceites hidráulicos) una línea de entrada de presión muy baja (alto vacío) permite que el aire se disuelva en el aceite que va de salida. Esta mezcla del aceite también choca cuando es expuesto a cargas de presión y causa el mismo daño de la cavitación. Impulsando la bomba a una muy alta velocidad aumenta la velocidad en la línea de entrada y consecuentemente aumenta la condición de baja presión, más adelante aumentando la posibilidad de cavitación.

Si los ajustes de la línea de entrada no están bien apretados, el aire puede ser forzado dentro de el área de más baja presión de la línea por la presión atmosférica y ser arrastrado dentro de la bomba. Esta mezcla de aire y aceite puede causar problemas y ruido también, pero es diferente a la cavitación. Cuando se expone a presión en la salida de la bomba, este aire adicional es comprimido a que forme el efecto de un cojín, y no explote con



DIBUJO A EL NIVEL DEL ACEITE ARRIBA DE LA BOMBA CARGA LA ENTRADA.



DIBUJO B
EL NIVEL DEL ACEITE ABAJO REQUIERE DE UN VACIO PARA "LEVANTAR" EL ACEITE.

Figura 1-8. Localización de las Entradas de la Bomba.

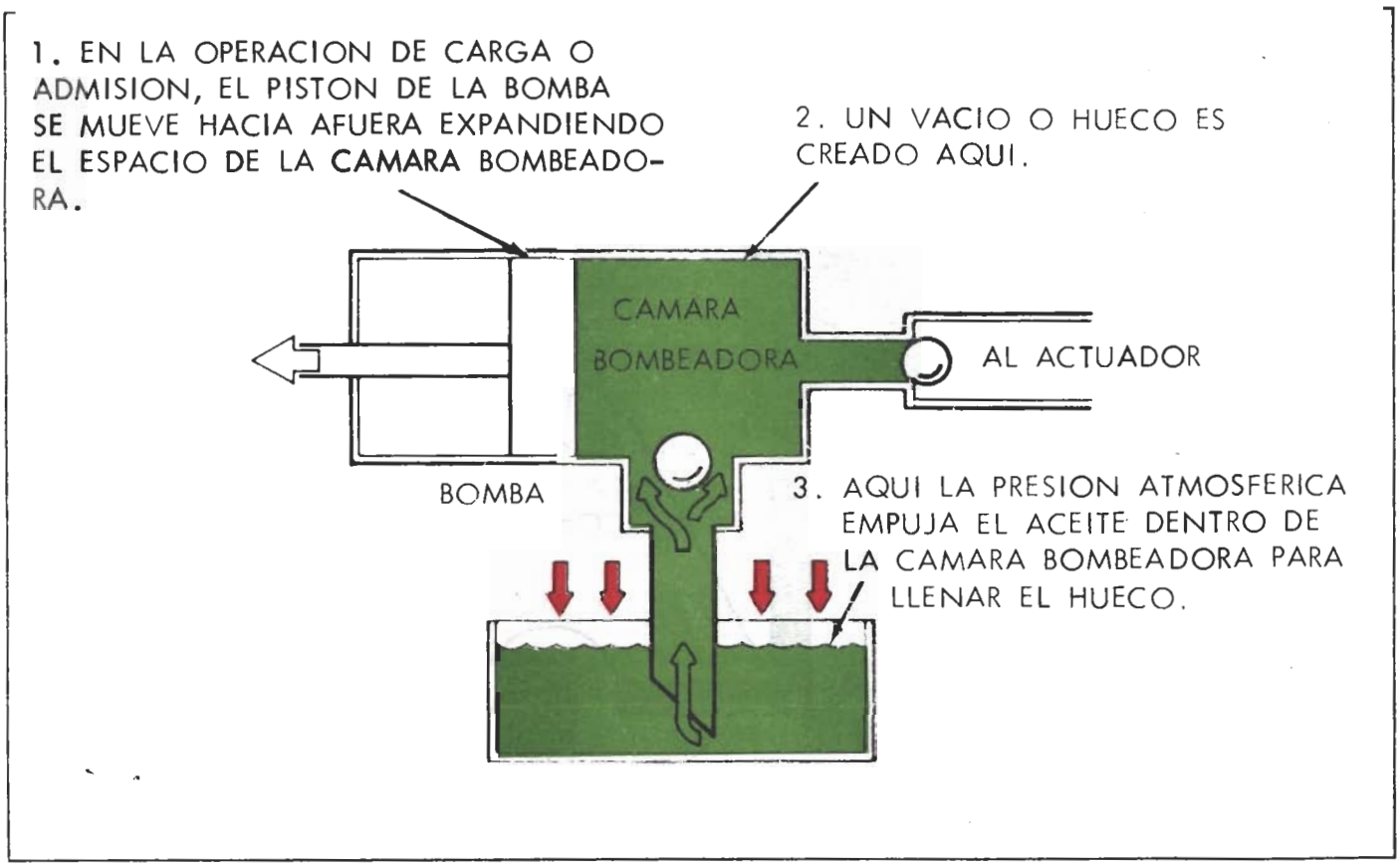


Figura 1-9. La Diferencia de Presión Empuja el Aceite Dentro de la Bomba.

violencia. Este no es disuelto en el aceite pero pasa a través del sistema en forma de burbujas comprimibles lo que causa que el funcionamiento de la válvula y el actuador sean erróneos.

La mayoría de los fabricantes de bombas recomiendan un vacío no mayor de 5 pulgadas de mercurio (pulg. hg.) el equivalente de más o menos 12.2 psi absoluto en la entrada de la bomba. Con la presión atmosférica de 14.7 psi en el depósito, ésto deja solamente 2 1/2 psi de diferencia de presión para empujar el aceite dentro de la bomba. Un levantamiento excesivo debe ser evitado y las líneas de entrada de la bomba debieran permitir que el aceite fluya con la menor resistencia.

EL DESPLAZAMIENTO POSITIVO DE LA BOMBA CREA FLUJO.

La mayoría de las bombas usadas en los sistemas hidráulicos están clasificadas como de desplazamiento positivo. Esto quiere decir que, excepto para cambios en eficiencia, el rendimiento de la bomba es constante sin importar la presión. La salida está positivamente sellada desde la entrada, para que así lo que entre sea forzado hacia afuera por el orificio de salida.

El único propósito de la bomba es el de crear flujo; la presión es causada por la resistencia del flujo. Aunque la tendencia común es culpar a la bomba de pérdida de presión, con pocas excepciones la presión se puede perder solamente cuando hay un paso de fuga que desviará todo el flujo de la bomba.

Para ilustrarlo, supongamos que una bomba de 10 galones por minuto (gpm) se usa para empujar el aceite bajo un pistón de 10 pulgadas cuadradas y levantar 8000 libras de carga (figura 1-10). Cuando se está levantando la carga o soportándola por el aceite hidráulico, la presión debe de ser de 800 psi.

Aunque un agujero en el pistón permitiera una fuga de 9 1/2 gpm a 800 psi, la presión se mantendrá. Con solo 1/2 gpm disponibles para mover la carga, ésta, naturalmente, se elevará muy lentamente. Pero la presión necesaria para hacerlo se mantendrá igual.

Ahora imagínense que una fuga de 9 1/2 gpm está en la bomba en lugar de en el cilindro. Aún así habría 1/2 gpm moviendo la carga y también aún habría presión. Así que una bomba puede ser mal usada, perder casi toda su eficiencia y la presión se puede seguir manteniendo. El mantener la presión solamente no es un indicador de la condición de la bomba. Es necesario medir el flujo a una presión dada, para determinar si la bomba está en buenas o malas condiciones.

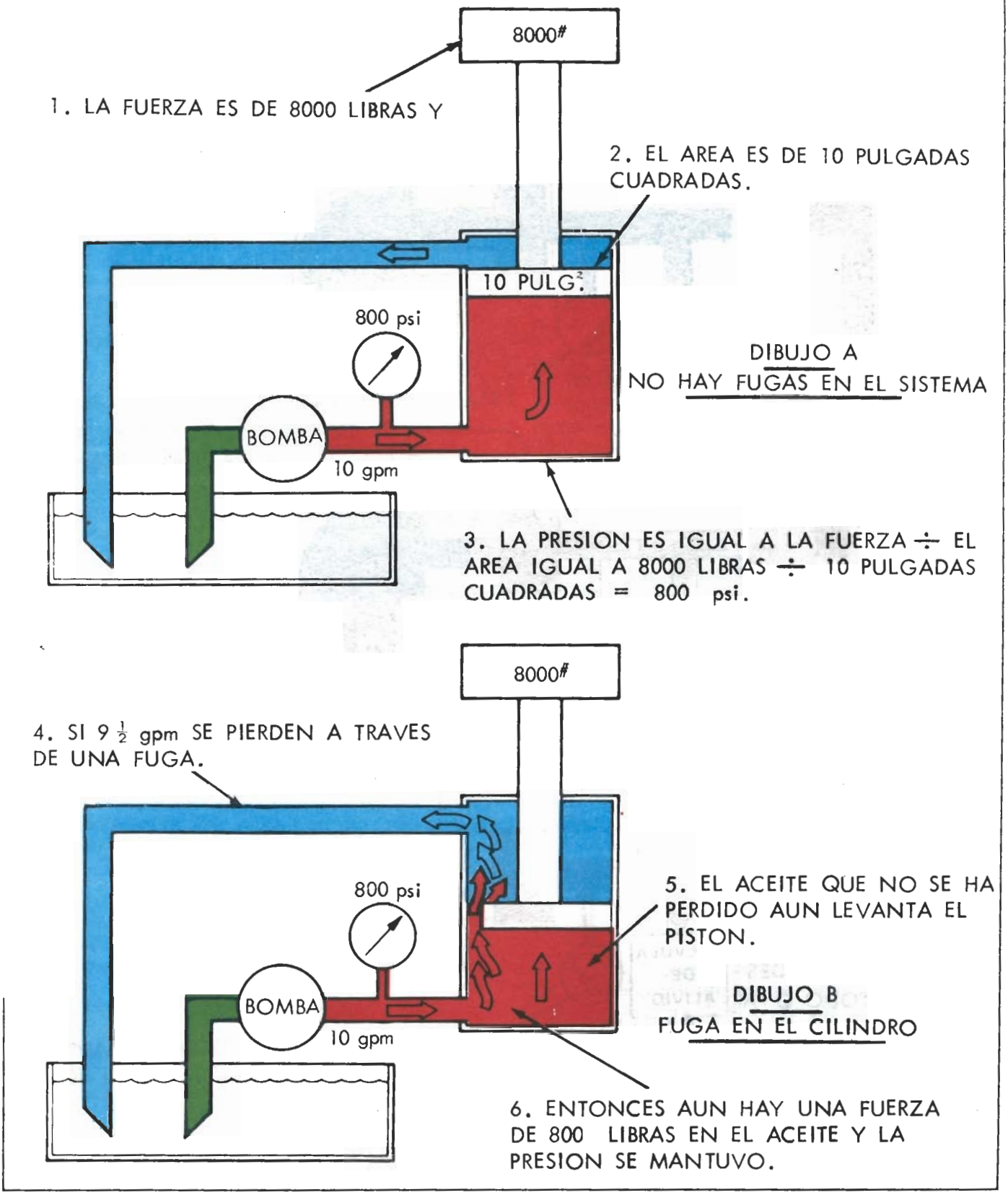


Figura 1-10. La Pérdida de Presión Requiere la Pérdida Completa de el Flujo de la Bomba.

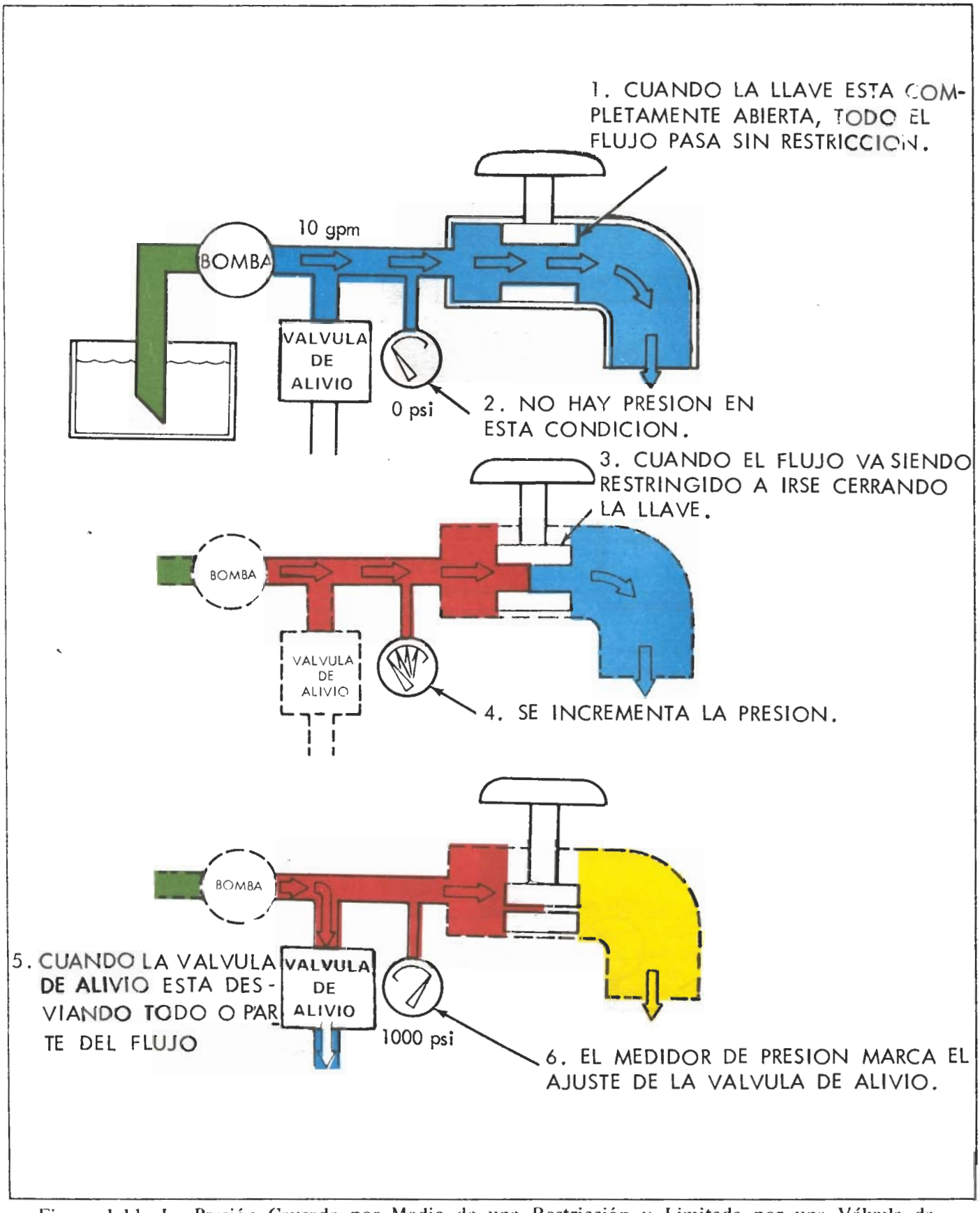


Figura 1-11. La Presión Causada por Medio de una Restricción y Limitada por una Válvula de Control de Presión.

COMO SE CREA LA PRESION

La presión se crea cuando el flujo encuentra resistencia. La resistencia puede venir de (1) una carga en un actuador o (2) una restricción (u orificio) en la tubería.

La figura 1-10 es un ejemplo de una carga en un actuador. Las 8000 libras de peso resisten el flujo del aceite bajo el pistón y crean presión en el aceite. Si el peso aumenta, también aumentará la presión.

En la figura 1-11 una bomba de 10 gpm tiene su salida conectada a una válvula de alivio ajustada a 1000 psi y a una llave de agua común y corriente. Si la llave está completamente abierta, el abastecimiento de la bomba fluye sin restricción y no marca nada en el medidor de presión.

Ahora suponga que la llave es gradualmente cerrada. Esta resistirá el flujo y causará presión que se creará en el lado de contra-corriente. Así como se vaya restringiendo la salida, ésta tomará gradualmente más presión para empujar los 10 gpm a través de la restricción. Sin la válvula de alivio, ahí teoricamente no habría límite de la presión creada. En realidad, o algo se rompería o la bomba atascaría al primer componente.

En nuestro ejemplo, en el punto en el que necesita 1000 psi para empujar el aceite a través de la salida, la válvula de alivio se empezará a abrir. Entonces la presión se mantendrá a 1000 psi. Aún más cerrada la llave solamente nos daría menos aceite pasando por la salida y más pasando por la válvula de alivio. Con la llave completamente cerrada, los 10 gpm completos se irán a través de la válvula de alivio a 1000 psi.

Se puede ver de arriba que una válvula de alivio u otro aparato limitador debiera ser usado en todos los sistemas que usen la bomba de desplazamiento positivo.

PASOS DE FLUJO PARALELOS

Una característica inherente de los líquidos es que éstos siempre tomarán el paso que tenga menos resistencia. Así que cuando dos pasos paralelos ofrecen resistencias diferentes, la presión solo aumentará a la cantidad requerida por el paso de menos resistencia.

En la figura 1-12 el aceite tiene tres pasos para fluír. Ya que la válvula A se abre a una presión de 100 psi el aceite se irá por ahí y sólo se creará una presión de 100. Si se bloqueara el flujo detrás de A, la presión aumentaría a 200 psi; entonces el aceite fluiría a través de B. No habría flujo a través de C a menos que el paso por la válvula B también se cerrara.

por lo tanto cuando la salida de la bomba es dirigido a los actuadores, el actuador que necesite menos presión será el primero en moverse. Ya que es difícil balancear las dos cargas exactamente, los cilindros que se deben de mover juntos son conectados mecánicamente frecuentemente.

PASOS DE FLUJO EN SERIE.

Cuando las resistencias al flujo son conectadas en serie la presión aumenta. En la figura 1-13 se muestran las mismas válvulas que en la figura 1-12 pero conectadas en serie. Los medidores de la presión colocados en las líneas indican la presión normalmente requerida para abrir cada válvula más la contra-presión de las válvulas de la corriente de abajo. La presión en la bomba es la suma de la presión requerida para abrir válvulas individuales.

CAIDA DE PRESION A TRAVES DE UN ORIFICIO.

Un orificio es un pasaje restringido en una línea o componente hidráulico, usado para controlar el flujo o crear una diferencia de presión (caída de presión).

Para que el aceite pueda fluir a través de un orificio, debe de haber una diferencia de presión o una caída de presión a través de un orificio. (El término "caída" viene del factor de una presión menor porque la presión menor es siempre corriente abajo). Conversamente, si no hay flujo, no hay diferencia de presión a través del orificio.

Considerando las condiciones alrededor del orificio, en la figura 1-14 Dibujo A. La presión es igual en ambos lados, entonces, el aceite está siendo empujado igualmente en ambas formas y no hay flujo.

En el Dibujo B, la presión más alta empuja más fuerte hacia la derecha y el aceite fluye a través del orificio. En el dibujo C también hay una caída de presión, sin embargo, el flujo es menos que en la B porque la diferencia de presión es más baja.

Un aumento en la caída de presión, a través de un orificio siempre acontecerá con un aumento en flujo.

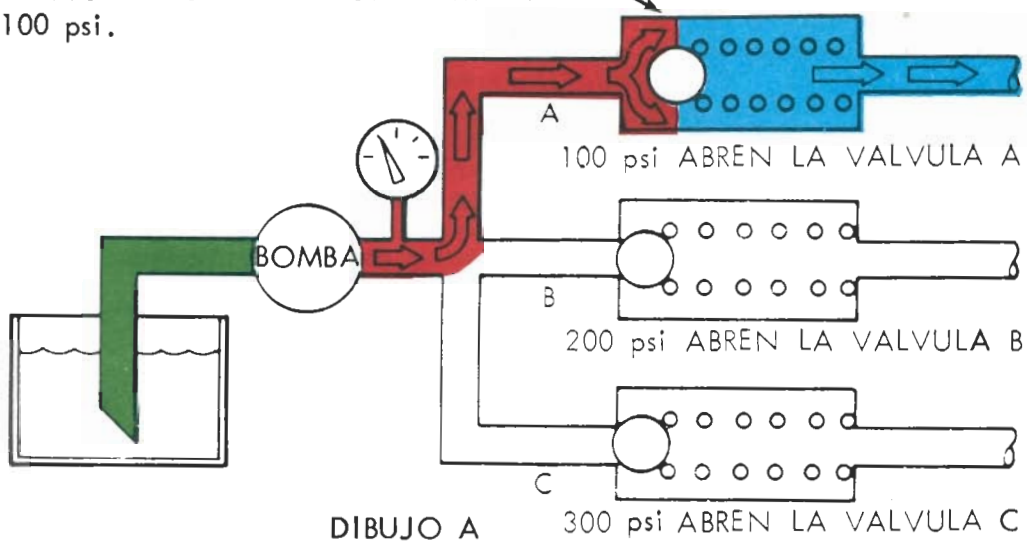
Si el flujo es parado detrás de un orificio (Dibujo D) la presión inmediatamente se igualará en ambos lados del orificio de acuerdo con la ley de Pascal. Este principio es esencial para el funcionamiento de muchos componentes de válvulas de control de presión.

LA PRESION INDICA EL TRABAJO DE LA CARGA.

En la figura 1-10 ilustra como es generada la presión por medio de la resistencia a una carga, ya se ha notado que la presión es igual a la fuerza de la carga dividida por el área del pistón.

1. EL ACEITE PUEDE ESCOGER TRES CAMINOS.

2. SI PRIMERO ESCOGE LA VALVULA "A" PORQUE SOLO REQUIERE 100 psi. EL MANOMETRO DE LA BOMBA MARCARA 100 psi.

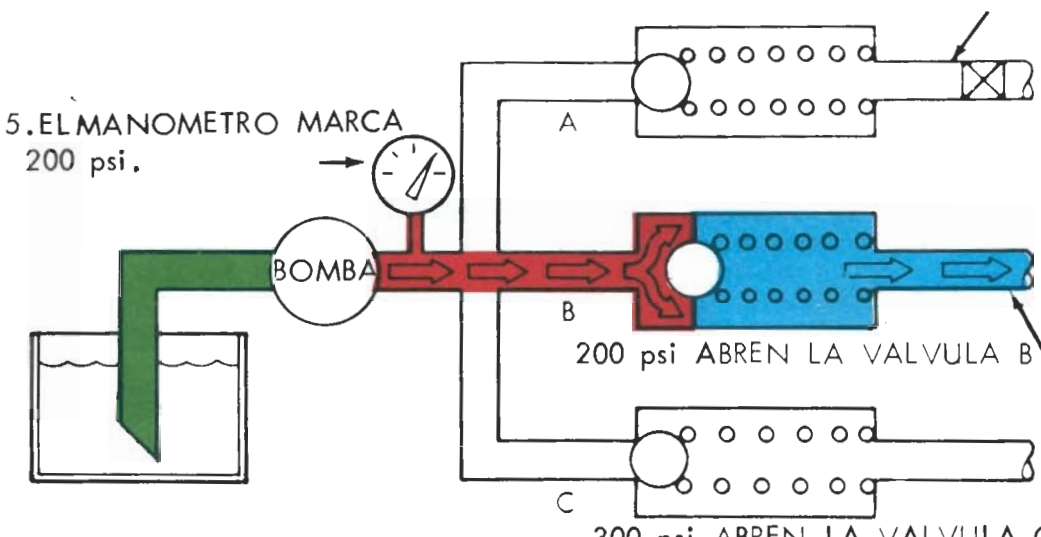


DIBUJO A

EL FLUJO PASA A TRAVES DE UNA VALVULA DE 100 psi.

3. SI EL FLUJO ES OBSTACULIZADO DESPUES DE "A" .....

5. EL MANOMETRO MARCA 200 psi.



DIBUJO B

EL FLUJO PASA A TRAVES DE LA VALVULA DE 200 psi.

4. EL ACEITE FLUIRA A TRAVES DE "B" CUANDO LA PRESION EN LA BOMBA ALCANCE 200 psi.

Figura 1-12. Pasos de Flujo Paralelos

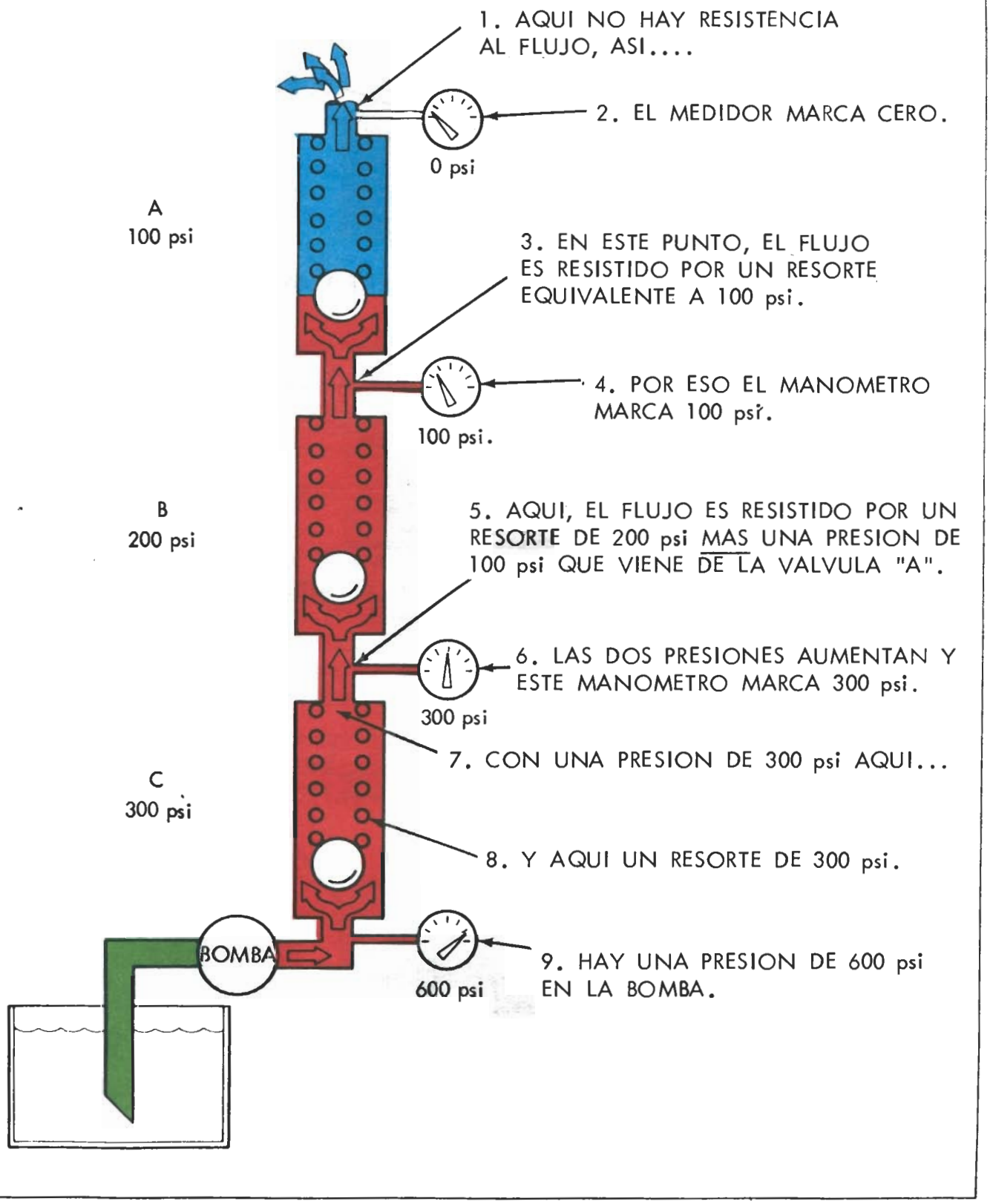


Figura 1-13. Resistencias en Serie Aumenta la Presión.

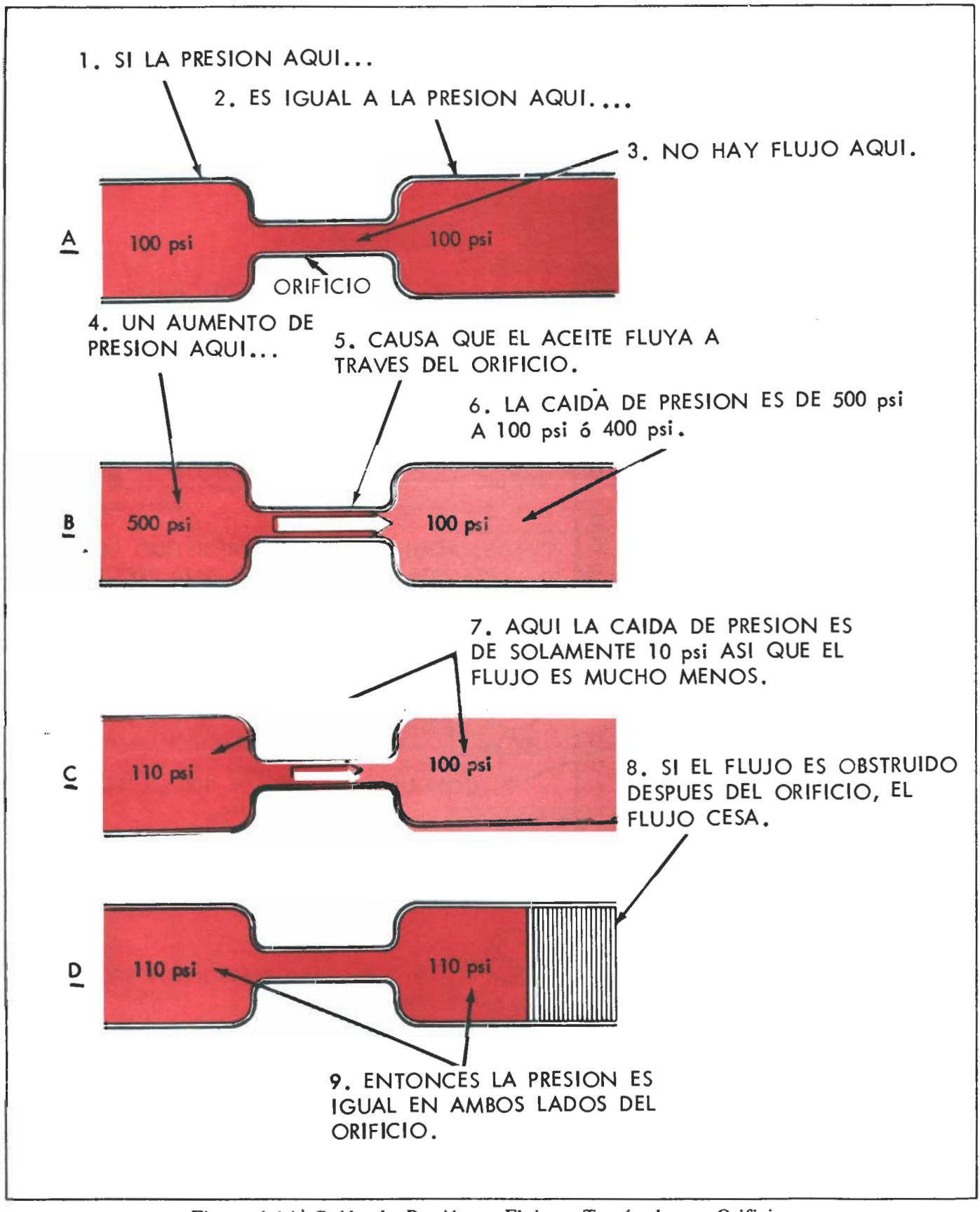


Figura 1-14. Caída de Presión y Flujo a Través de un Orificio.

Podemos expresar esta relación con la formula general

$$P = \frac{F}{A}$$

En ésta relación:
P es presión en PSI (libras X pulgada cuadrada)
F es fuerza en libras
A es el área en pulgadas cuadradas.

De ésto se puede deducir que un aumento o disminución en la carga dará como resultado a algo parecido al aumento o disminución en la presión operante. En otras palabras, la presión es proporcional a la carga y al leer un medidor de presión indicará el trabajo de la carga (en PSI en cualquier momento).

Las lecturas del medidor de presión normalmente ignoran la presión atmosférica. Esto es, un medidor estándar marca cero en la presión atmosférica. Un medidor absoluto da una lectura de 14.7 PSI al nivel del mar que es la presión atmosférica. La presión absoluta es usualmente designada "PSIA"

LA FUERZA ES PROPORCIONAL A LA PRESION Y A EL AREA.

Cuando un cilindro hidráulico se usa para sujetar u oprimir, su fuerza de salida se puede resumir como sigue:

$$F = P \times A$$

Otra vez:
P es presión en psi
F es fuerza en libras.

Como un ejemplo supongamos que una prensa hidráulica tiene una presión regulada a 2000 psi (figura 1-15) y ésta presión es aplicada a una área de ariete hidráulico de 20 pulgadas cuadradas. Entonces la fuerza de salida será de 40,000 libras ó 20 toneladas.

CALCULANDO EL AREA DE PISTON.

El área del pistón o del ariete hidráulico pueden ser calculados con ésta fórmula:

$$A = .7854 \times d^2$$

A = es el área en pulgadas cuadradas.
d = al diámetro del pistón en pulgadas.

Las siguientes fórmulas son algunas veces ilustradas como se muestra para indicar las tres fórmulas.

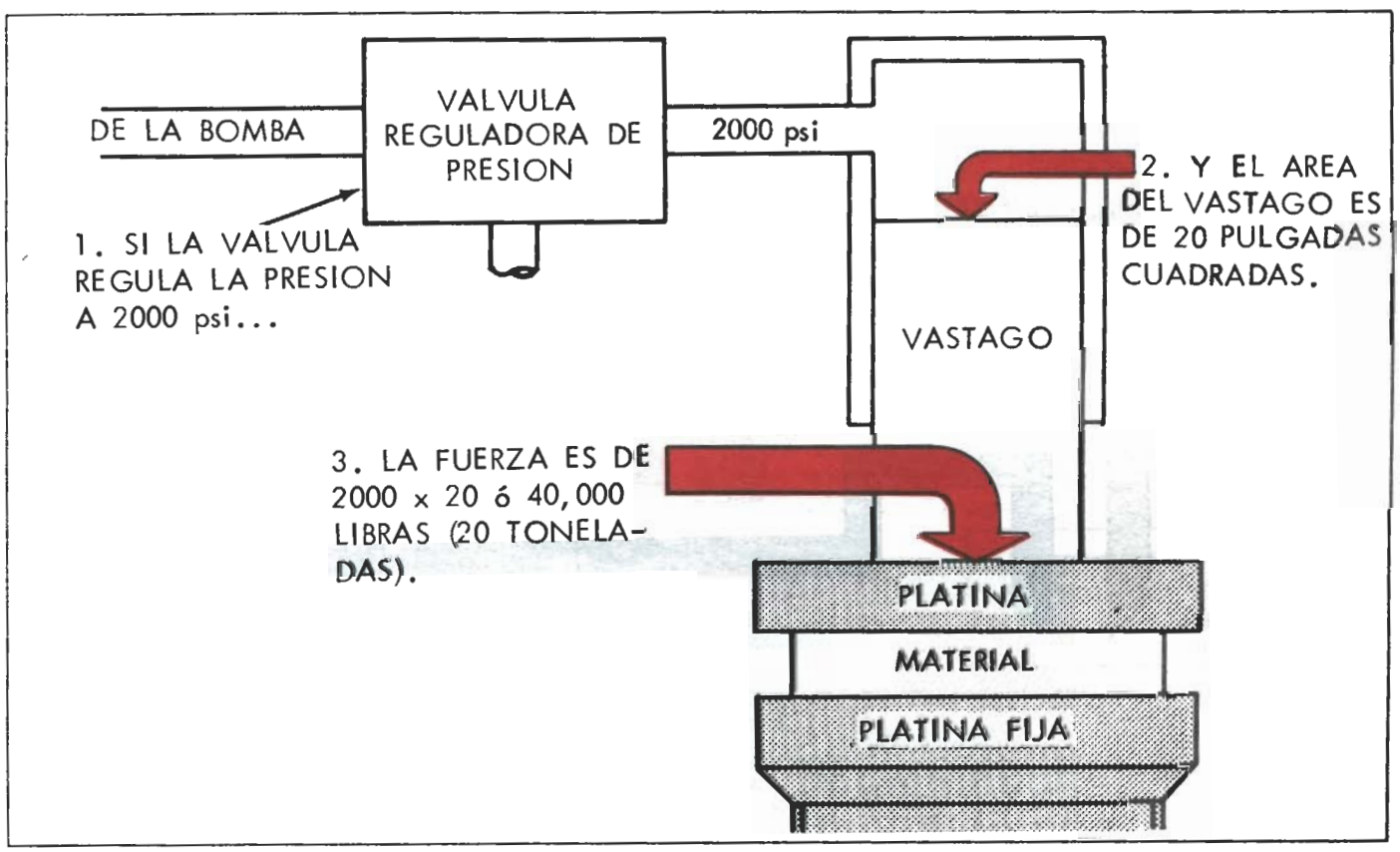


Figura 1-15 La Fuerza es Jgual a la Presión Multiplicada por el Area.

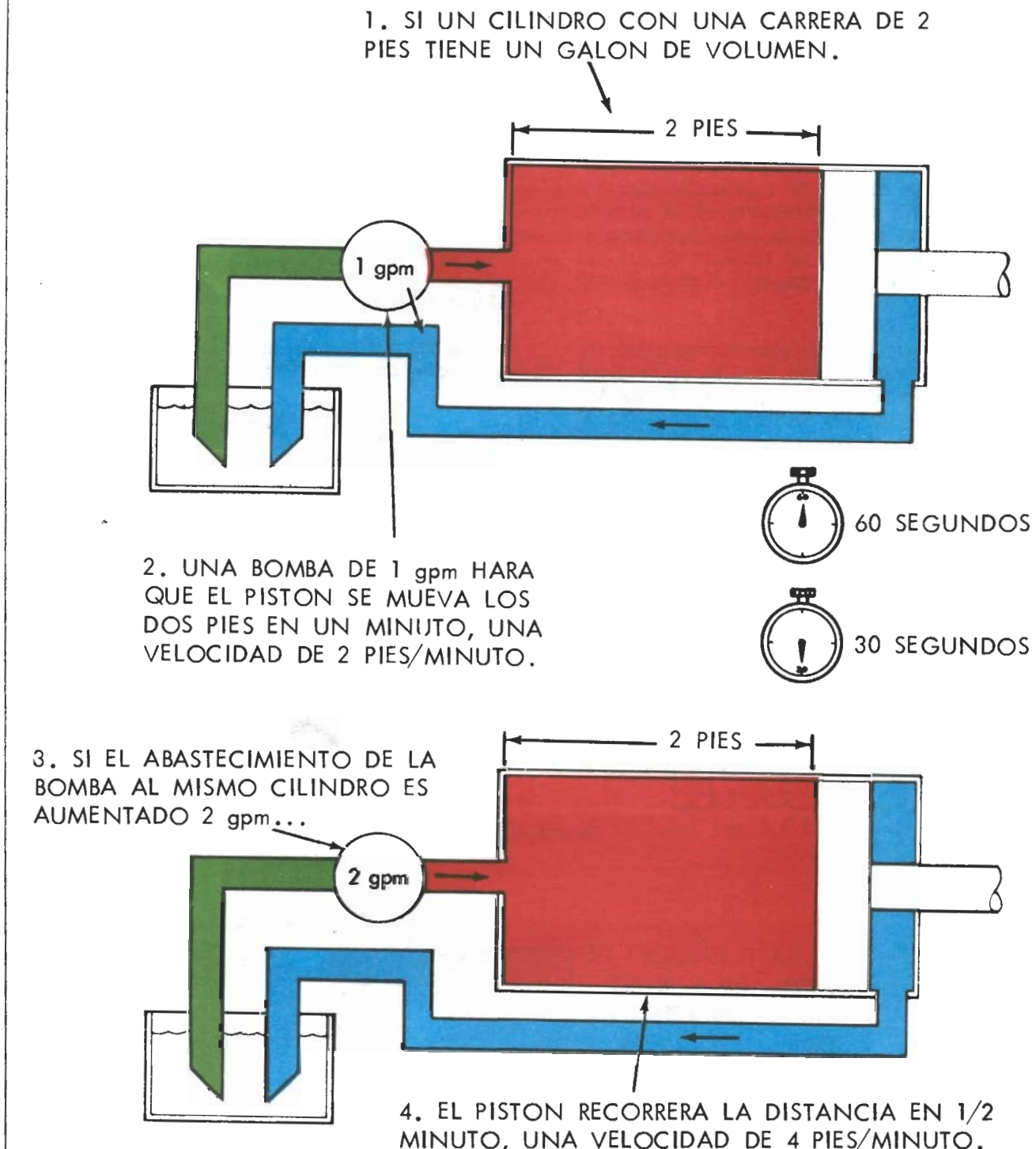


Figura 1-16. La Velocidad Depende del Tamaño del Cilindro y la Cantidad de Aceite que Fluya a Través de El.

$F = P \times A$
$P = F/A$
$A = F/P$



LA VELOCIDAD DE UN ACTUADOR

Que tan rápido se desliza el cilindro o rote un motor depende de su tamaño y del porcentaje de aceite que fluya dentro de ellos. Para relacionar el porcentaje de flujo a la velocidad, considere el volumen que debe llenarse en un actuador para efectuar un deslizamiento especificado.

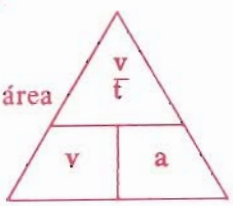
En la figura 1-16 nótese que ambos cilindros tienen el mismo volumen. Sin embargo, el pistón en el cilindro B se moverá dos veces más aprisa que el cilindro A, porque, el porcentaje de flujo de aceite de la bomba se ha duplicado. Si uno de los dos cilindros tiene un diámetro menor, su porcentaje será más rápido; o, si su diámetro fuese más grande su porcentaje será menor considerando, naturalmente, que el abastecimiento de la bomba es constante.

La fórmula se puede expresar como sigue:

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{vol. / tiempo}}{\text{área}}$$

$$\text{vol./tiempo} = \text{velocidad} \times \text{área}$$

$$\text{área} = \frac{\text{vol./tiempo}}{\text{velocidad}}$$



$\frac{v}{t}$ = pulg. cúbicas/min.

a = pulgadas cuadradas
v = pulgadas/min.

Con esto sacamos a conclusión: (1) que la fuerza o tòrsión de un actuador es directamente proporcional a la presión e independiente al flujo, (2) que su velocidad o porcentaje de movimiento dependerá de la cantidad de flujo flúido sin tomar en cuenta la presión.

LA VELOCIDAD EN LA TUBERIA

La velocidad a la que el flúido hidráulico fluye a través de las líneas es una consideración importante en el diseño por el efecto de la velocidad en la fricción.

Generalmente, los porcentajes de velocidad recomendados son:

Línea de la entrada de la bomba . . . . . 2-4 pies por segundo
Líneas de trabajo. . . . . 7-20 pies por segundo

En esta consideración, se debe tomar en cuenta que:

1. La velocidad del flúido varía inversamente como el cuadrado del diámetro interior.
2. Normalmente, la fricción del flúido que fluye a través de la línea es proporcional a la velocidad. Sin embargo si el flujo se vuelve turbulento la fricción varía así como el cuadrado de la velocidad.

La Fig. 1-17 ilustra que duplicando el diámetro interior de una línea cuadruplica el área de sección-transversal aunque la velocidad es solamente una cuarta de la velocidad en la línea larga. Conversamente, angostando el diámetro disminuye el área a 1/4 y cuadruplica la velocidad del aceite.

La fricción crea turbulencia en el flúido del aceite y naturalmente se resiste al flúido, ésto nos dá como resultado una caída de presión, a través de la línea. Una velocidad muy baja se recomienda para la línea de la entrada de la bomba porque ahí se puede tolerar muy poca caída de presión.

DETERMINANDO LOS REQUERIMIENTOS DEL TAMAÑO DE LA TUBERIA.

Hay dos fórmulas para medir las líneas hidráulicas.

Si se saben los gpm y la velocidad, use esta fórmula para saber el área interior de la sección-transversal

$$\text{Area} = \frac{\text{gpm} \times .3208}{\text{velocidad (en pies por segundo)}}$$

Cuando los gpm y el tamaño del tubo se saben, use esta fórmula para saber qué velocidad habrá.

$$\text{Velocidad (pie por seg.)} = \frac{\text{gpm}}{3.117 \times \text{área}}$$

En el capítulo 4, encontrará una tabla nomográfica que le ayudará a hacer estas computaciones, solo con poner un margen derecho a través de las escalas impresas.

PORCENTAJE DE LOS TAMAÑOS DE LAS LINEAS.

El porcentaje nominal en pulgadas para tubería, líneas, etc., no son indicadores exactos del diámetro interior de la tubería.

En las líneas estándar, el diámetro real interior es mayor que el tamaño nominal dado. Para seleccionar la tubería, se necesita una tabla estándar que muestra los diámetros interiores reales. (Ver Capítulo 4).

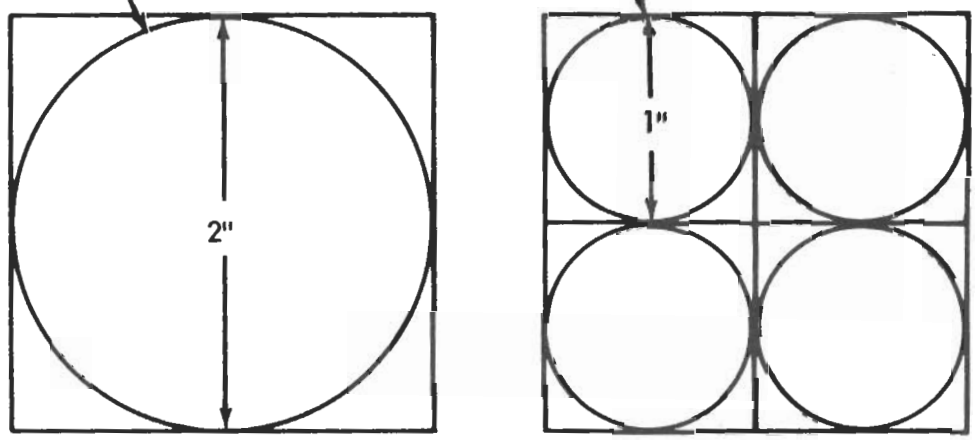
Para los tubos de acero y cobre, el tamaño nominal es el diámetro exterior. Para saber el diámetro interior reste dos veces el grueso de la pared del tubo. (Fig. 1-18).

POTENCIA Y TRABAJO.

Cuando una fuerza o un empuje se ejerce a través de una distancia el trabajo está hecho.

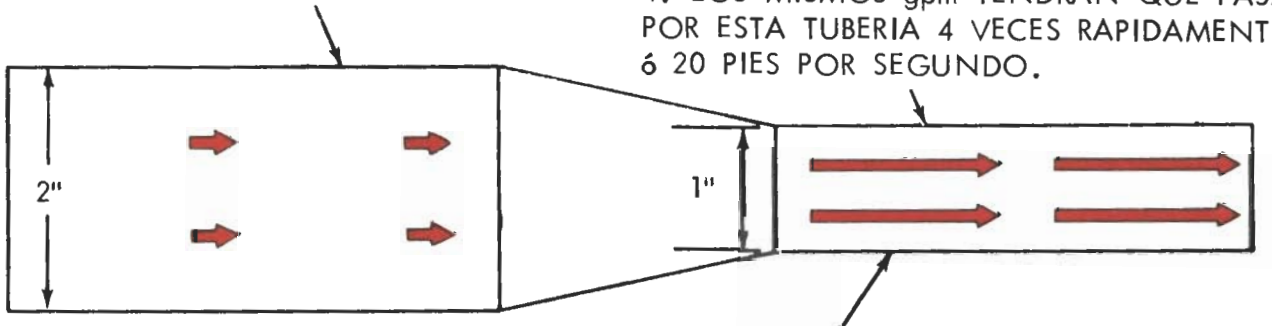
1. ESTA TUBERIA ES DOS VECES EL DIAMETRO DE LA TUBERIA PEQUEÑA.

2. SE NECESITARIAN CUATRO CAÑERIAS DE ESTE TAMAÑO PARA IGUALAR EL AREA DE SECCION TRANSVERSAL, DE LA TUBERIA GRANDE.



3. SI LA VELOCIDAD A TRAVES DE ESTA TUBERIA ES DE 5 PIES POR SEGUNDO.

4. LOS MISMOS gpm TENDRAN QUE PASAR POR ESTA TUBERIA 4 VECES RAPIDAMENTE ó 20 PIES POR SEGUNDO.



AUNQUE EL FLUJO EN LA LINEA PEQUEÑA QUEDE LAMINAR, LA PERDIDA FRICCIONAL SERA 16 VECES MAS QUE EN LA LINEA MAYOR.

Figura 1-17. La Velocidad es Inversamente Proporcional al Area de la Tubería de Sección Transversal.

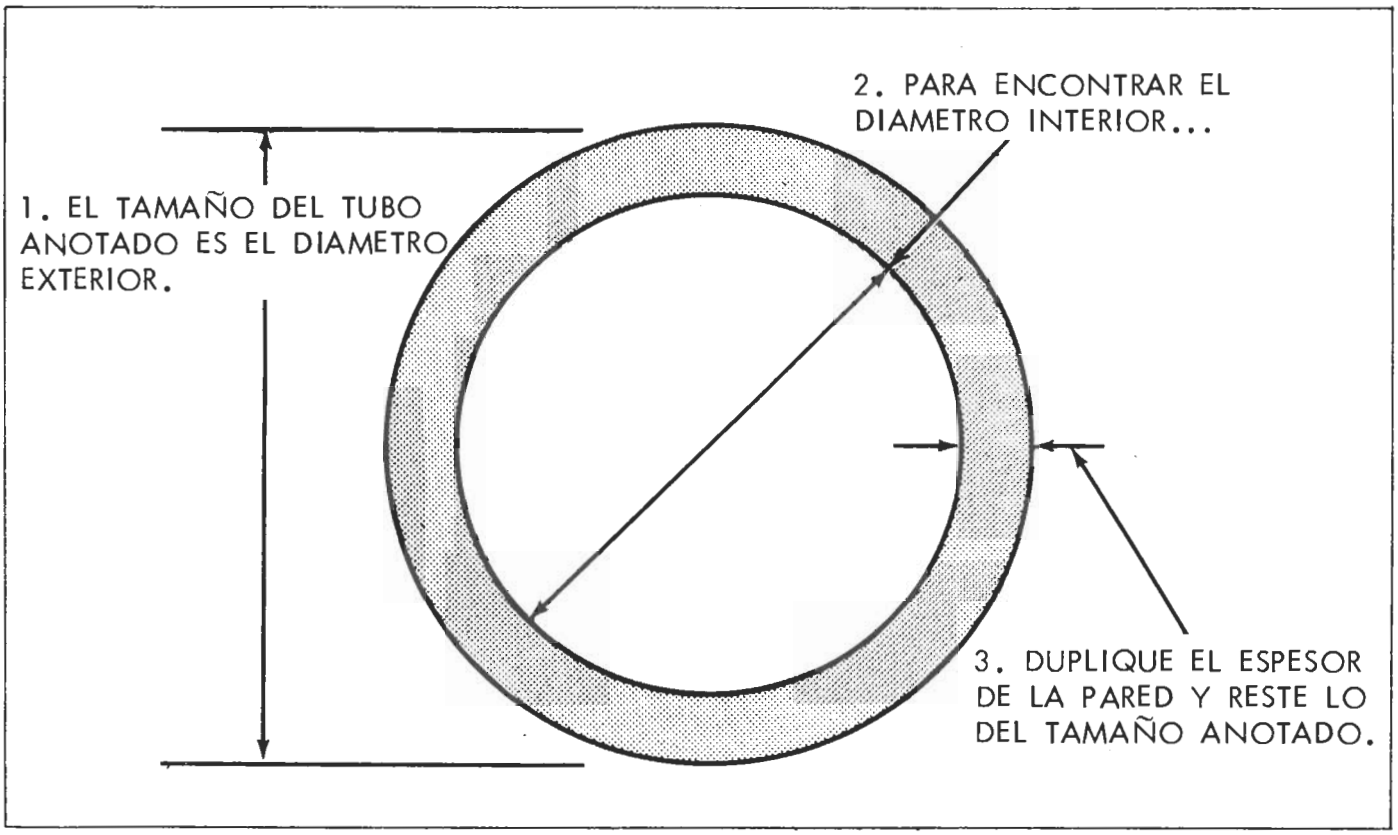


Figura 1-18. Diámetro Interior de la Tubería.

$$\text{Trabajo} = \text{fuerza} \times \text{distancia}$$

El trabajo casi siempre se expresa en pies libras. Por ejemplo, si una carga de 10 libras se levanta 10 pies, el trabajo es de 10 libras x 10 pies ó 100 pies libras.

La fórmula de trabajo anterior no toma en consideración qué tan rápido se efectúa el trabajo. El porcentaje de trabajo efectuado se llama potencia.

Para visualizar la potencia, piense en subir un piso de escaleras. El trabajo hecho es el peso del cuerpo multiplicado por la altura de la escalera. Pero es más difícil correr hacia arriba que subirlas paso a paso. Cuando usted corre, hace el mismo trabajo sólo que en un porcentaje más rápido.

$$\text{Potencia} = \frac{\text{fuerza x distancia}}{\text{Tiempo}} \text{ ó } \frac{\text{trabajo}}{\text{tiempo}}$$

La unidad estándar de potencia es caballos de fuerza, abreviando hp. Esto equivale a que 33,000 libras se levantaron un pie en un minuto. También tiene el equivalente en potencia eléctrica y en calor.

$$1 \text{ hp} = \frac{33{,}000 \text{ pies libras}}{\text{minutos}} \text{ ó } \frac{550 \text{ pies libras}}{\text{segundos}}$$

$$\text{hp} = 746 \text{ watts (potencia eléctrica)}$$
$$\text{hp} = 42.4 \text{ btu/minuto (potencia de calor)}$$

Obviamente, es preferible el poder convertir la potencia hidráulica a caballos de fuerza para que así las potencias mecánica, eléctrica o de calor sean conocidas.

CABALLOS DE FUERZA EN UN SISTEMA HIDRAULICO.

En el sistema hidráulico la velocidad y la distancia se indican por medio de los gpm que fluyen y la fuerza por la presión. Así tenemos que podemos expresar la potencia hidráulica así:

$$\text{Potencia} = \frac{\text{galones}}{\text{min.}} \times \frac{\text{libras}}{\text{pulg. cuadradas}}$$

Para cambiar la fórmula a las unidades mecánicas podemos usar estos equivalentes:

$$1 \text{ galón} = 231 \text{ pulg. cúbicas } (\text{pulg.}^3)$$

$$12 \text{ pulgadas} = 1 \text{ pie.}$$

Así tenemos que:

$$\text{Potencia} = \frac{\text{galones}}{\text{min.}} \times \frac{(231 \text{ pulg}^3)}{\text{galones}} \times \frac{\text{libras}}{\text{pulg.}} \times \frac{(1 \text{ pie})}{12 \text{ pulg.}} = \frac{231 \text{ pies libras}}{12 \text{ min.}}$$

Esto nos da el equivalente de la potencia mecánica de el flúido de un galón por minuto a un psi de presión. Para expresarlo como caballos de fuerza, dividido por 33,000 pies-libras/minutos:

$$\frac{231 \text{ pies libras}}{12 \text{ min.}}$$

$$\frac{33{,}000 \text{ pies libras}}{\text{minutos}} = .000583$$

Así que, el flúido de un galón por minuto a un psi es igual a .000583 hp. El total de los caballos de fuerza en cualquier condición de flúido es:

$$hp = gpm \times psi \times .000583$$

ó

$$hp = \frac{gpm \times psi}{1000} \times .583$$

ó

$$hp = \frac{gpm \times psi}{1714}$$

La tercer fórmula se obtiene al dividir .583 en 1000

Estas fórmulas de caballos de fuerza nos dicen la potencia exacta que se está usando en el sistema. Los caballos de fuerza requeridos para impulsar la bomba serán algo más altos que ésto, ya que el sistema no es 100°/o eficiente.

Si tomamos en cuenta un porcentaje de eficiencia de 80°/o, ésta fórmula se puede usar para calcular la potencia de entrada requerida:

$$hp = gpm \times psi \times .0007$$

CABALLOS DE FUERZA Y TORSION.

También es a menudo deseable el convertir de caballos de fuerza a torsión sin computar la presión y el flujo.

Estas son fórmulas generales de torsión-potencia para cualquier equipo rotatorio:

$$\text{torsión} = \frac{63025 \times hp}{rpm}$$

$$hp = \frac{\text{torsión} \times rpm}{63025}$$

La torsión en ésta fórmula debe ser en libras-pulgadas.

Diseñando un Sistema Hidráulico Sencillo.
De la información dada en éste capítulo, es posible diseñar un circuito hidráulico sencillo. Seguirlo es una simple descripción de cómo se va a hacer el trabajo. Véase de las figuras 1-19 a la 1-21.

UN TRABAJO PARA HACER.

Todos los diseños de circuitos deben empezar con un trabajo por hacer. Hay un peso que levantar, una cabeza de herramienta que girar o una pieza que debe ser prensada.

El trabajo determina el tipo de actuador que se va a usar. Si sólo se requiere levantar una carga, un cilindro hidráulico colocado debajo de ésta, hará el trabajo. Lo largo de la carrera del cilindro será cuando menos igual a lo largo de la distancia que la carga se tiene que mover. Su área será determinada por la fuerza requerida para levantar la carga y la presión operante deseada. Supongamos un peso de 8000 libras que se va a levantar a una distancia de 30" y la presión operante debe ser limitada a 1000 psi El cilindro seleccionado tendrá que tener una carrera de cuando menos 30" y con área de pistón de 8 pulg. cuadradas, ésto daría una fuerza máxima de 8000 libras. Sin embargo, ésto no nos daría ningún margen de error. Una mejor selección sería un cilindro de 10 pulg. cuadradas permitiendo que la carga sea levantada con 800 psi y dando una capacidad de levantamiento de 10,000 libras.

El desplazamiento de arriba y abajo del cilindro será controlado con una válvula direccional, si la carga se tiene que parar en un punto intermedio de su desplazamiento, la válvula direccional deberá tener una posición neutral en la cual el flúido de aceite de la parte de abajo del pistón sea bloqueada para soportar la carga en el cilindro. El porcentaje al cual la carga debe de desplazarse determinará el tamaño de la bomba. El pistón de 10 pulg. cuadradas desplazará 10 pulg. cúbicas por cada pulgada que esté levantado. Extendiendo el cilindro 30", éste requerirá 300 pulg. cúbicas de flúido. Si éste se debiera mover un porcentaje de 10" por segundo, éste requerirá 100 pulg. cúbicas de flúido por segundo ó 6,000 pulg. cúbicas por minuto. Ya que normalmente las bombas están calculadas en galones por minuto, será necesario dividir 231 (pulg. cúbicas por galón) en 6000 para convertir los requerimientos en galones por minuto – $6000 \div 231 = 26$ gpm.

Los caballos de fuerza necesarios para impulsar la bomba está en función de su abastecimiento y la máxima presión a la cual funcionará. La fórmula siguiente determinará el tamaño del impulso del motor eléctrico requerido:

$$hp = gpm \times psi \times .0007$$

$$hp = 26 \times 1000 \times .0007 = 18.2$$

Para evitar la sobrecarga del motor eléctrico y proteger la bomba y otros componentes de presión excesiva debido a las sobrecargas o atascamientos,

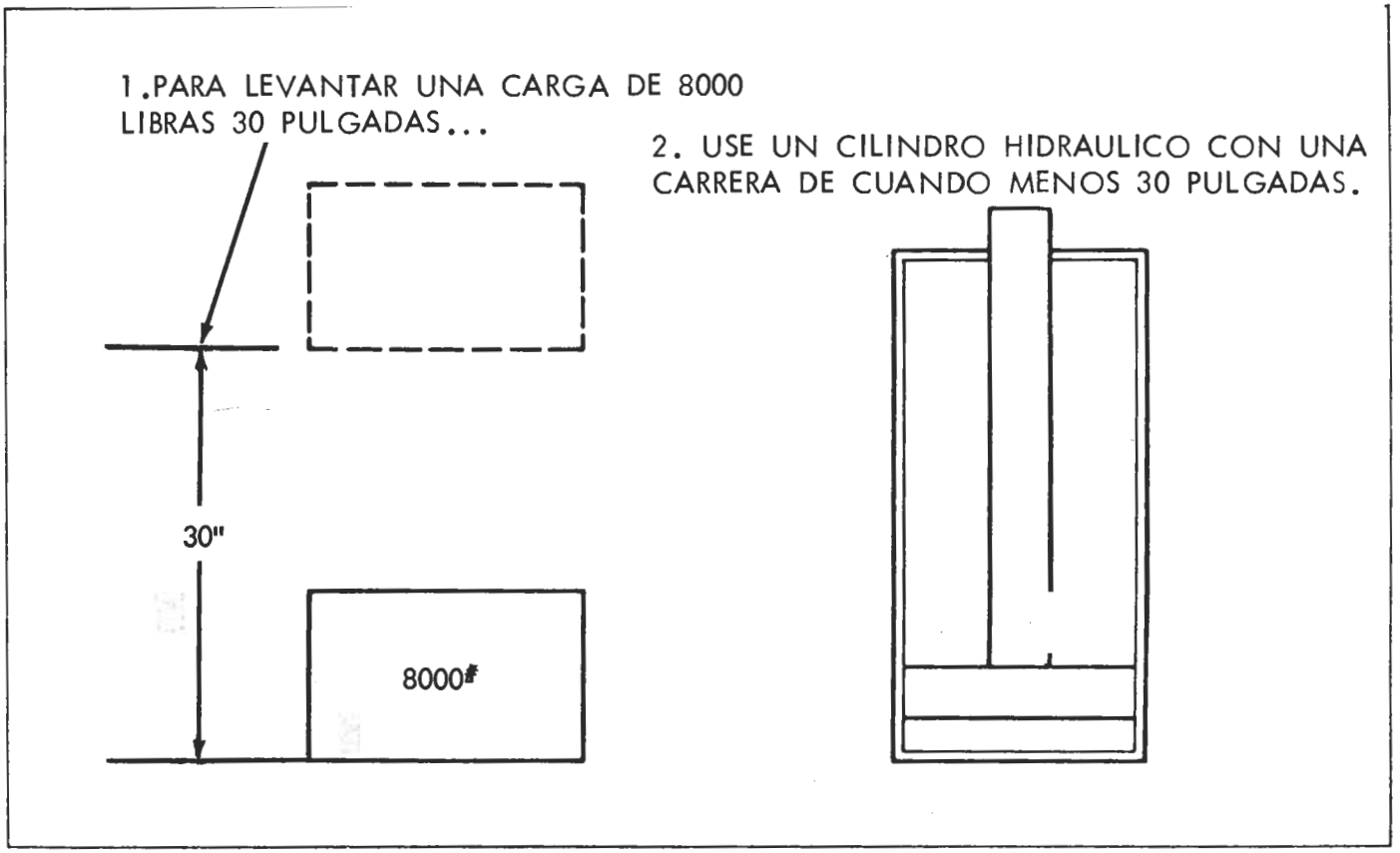


Figura 1-19. Uso de un Cilindro para Levantar una Carga.

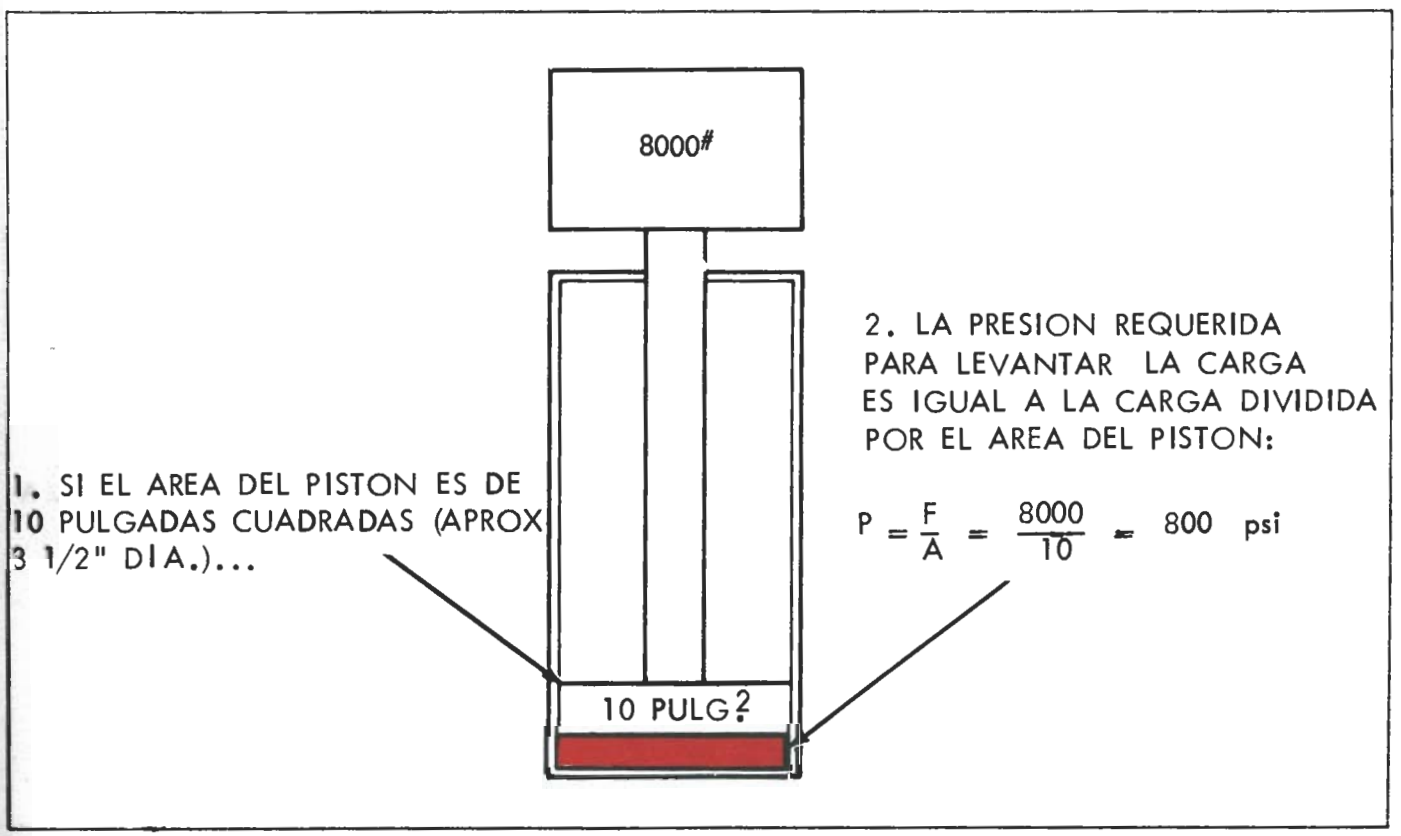


Figura 1-20. Escogiendo el Tamaño del Cilindro.

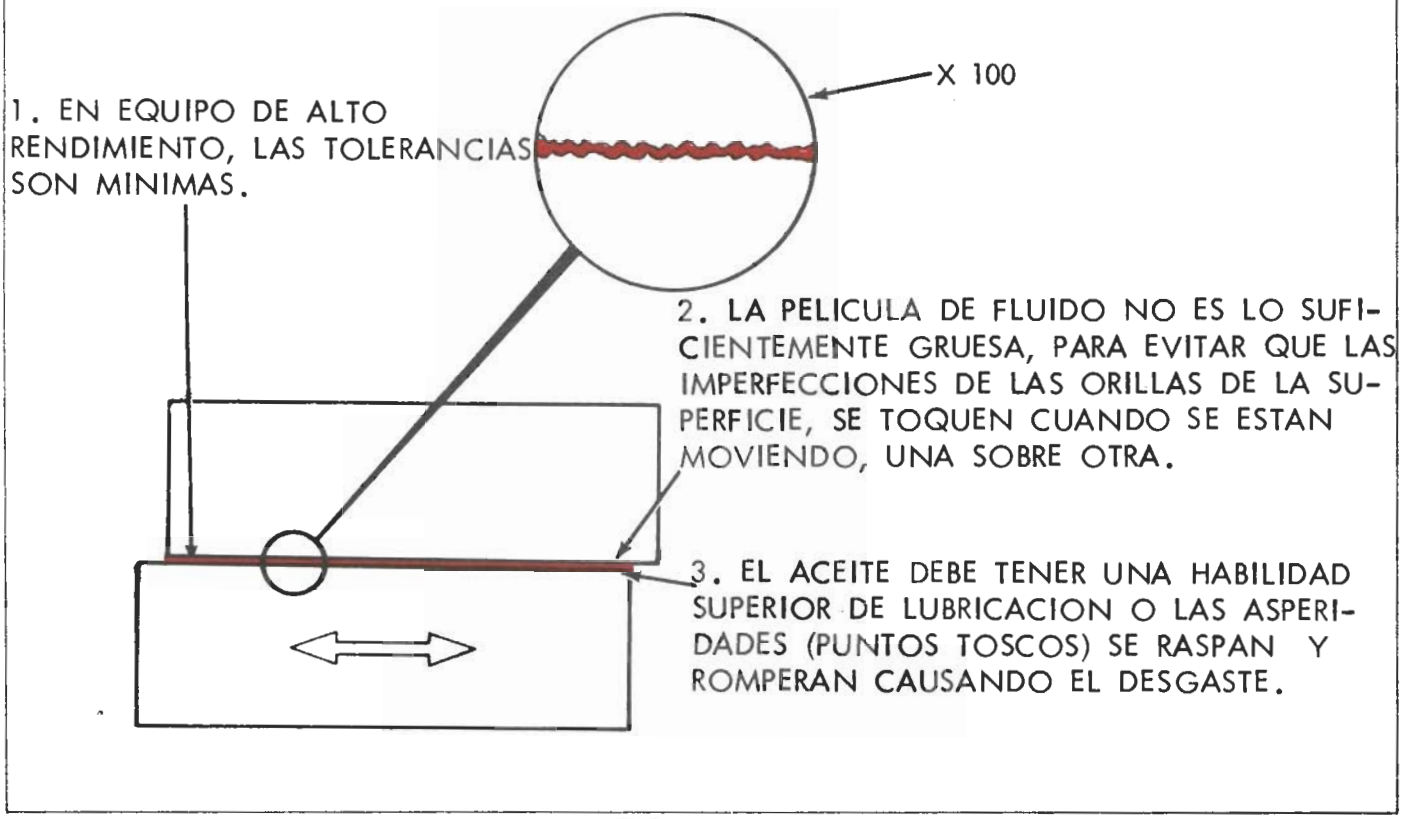


Figura 3-7. La Lubricación Delineadora Requiere Aditivos Químicos.



Figura 3-8. Oxidación Causada por la Humedad en el Aceite.

la agitación, son todos ellos factores que aceleran la oxidación una vez que ésta ha comenzado.

La temperatura es, en particular, importante. Las pruebas de laboratorio han demostrado que por abajo de 135°F el aceite se oxida muy lentamente. Pero la rapidez de oxidación (así como de cualquier otra reacción química) aproximadamente se dobla por cada 18°F de aumento en la temperatura.

Las compañías refinadoras incorporan aditivos a los aceites hidráulicos a fin de que éstos se hagan resistentes a la oxidación, ya que muchos sistemas hidráulicos operan a temperaturas bastante más altas. Estos aditivos, o bien:

1.– Detienen la oxidación inmediata después de que comienza, evitando que continúe (es el tipo que rompe la cadena), o bien.

2.– Reducen el efecto de los catalizadores de la oxidación (son del tipo que desactiva a los metales).

COMO EVITAR LA OXIDACION Y LA CORROSION

La oxidación (Fig. 3-8) es la unión química del hierro (o el acero) con el oxígeno. La corrosión es una reacción química entre un metal y un agente químico, que en general se trata de un ácido. Los ácidos se forman mediante la unión química del agua con ciertos elementos.

Puesto que generalmente no es posible evitar que entre aire y humedad de la atmósfera al sistema hidráulico, siempre habrá la oportunidad de que ocurran oxidación y corrosión. Durante la corrosión, las partículas del metal se disuelven y son arrastradas (Fig. 3-9). Tanto la oxidación como la corrosión contaminan al sistema y favorecen el desgaste. También permiten que haya fugas excesivas en las piezas afectadas y pueden hacer que dichas piezas se atasquen.

La oxidación y la corrosión pueden ser inhibidas incorporando aditivos que se depositen en forma de película sobre las superficies metálicas, para evitar que sean atacadas químicamente.

ANTIEMULSIBILIDAD.

En la mayoría de los sistemas se pueden tolerar pequeñas cantidades de agua. De hecho, ciertos compuestos antioxidantes favorecen cierto grado de emulsificación, es decir, de mezcla con el agua que pueda introducirse al sistema. Con ello se evita que el agua se asiente y penetre la película de antioxidante. Sin embargo, si existe mucha agua en el aceite, se fomentará la acumulación de contaminantes que pueden originar que las válvulas se peguen y que se acelere el desgaste.

Mediante un refinado adecuado se puede lograr que el aceite hidráulico cuente con un alto grado de antiemulsibilidad, es decir, de capacidad para mantener el agua separada.

EL USO DE ADITIVOS.

Puesto que la mayor parte de las propiedades

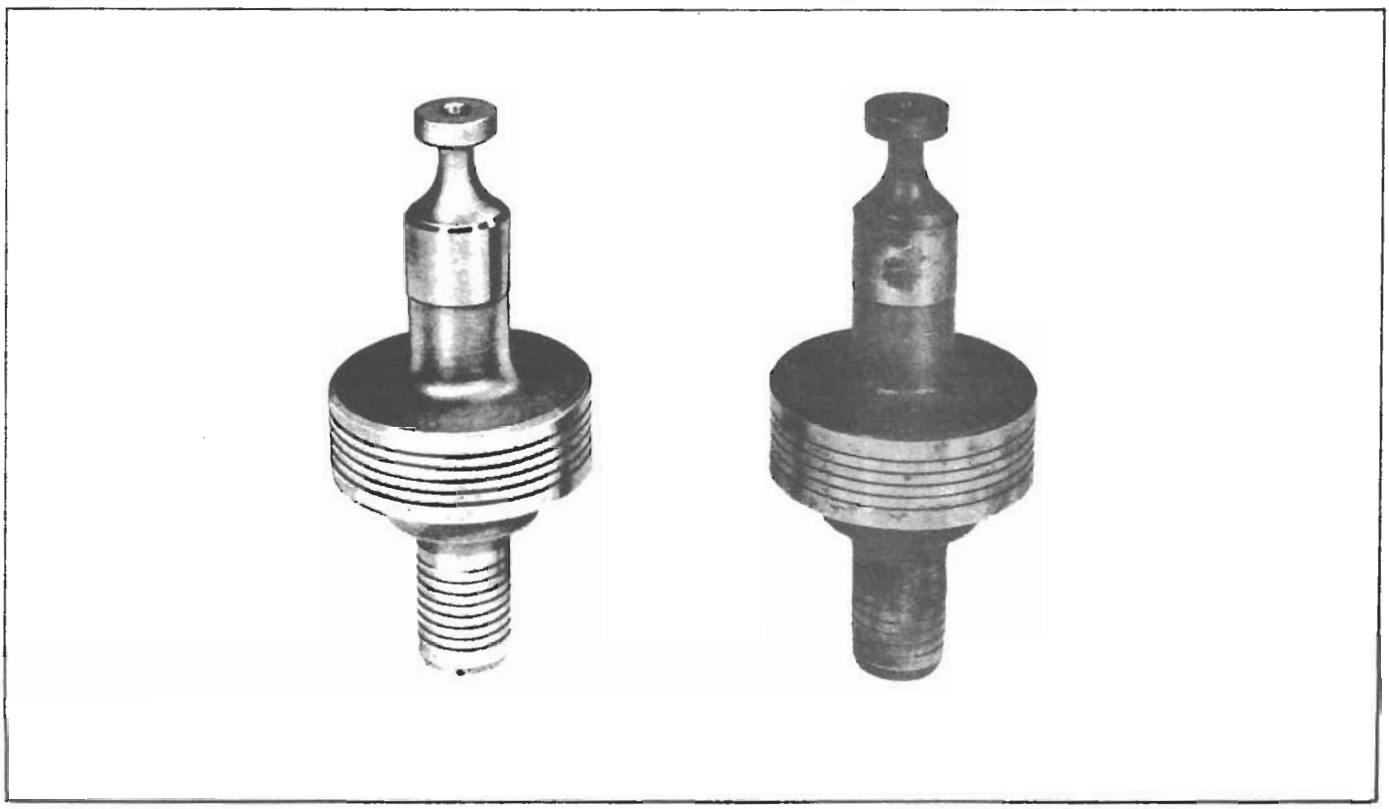


Figura 3-9. Corrosión Causada por las Formaciones de Acido en el Aceite Hidráulico.

deseables en un flúido se pueden atribuir, cuando menos en parte a los aditivos, podría suponerse que resulta posible incorporar aditivos comerciales a cualquier aceite, a fin de hacerlo más apropiado para un sistema hidráulico. Sin embargo, los refinadores nos advierten que no debemos hacerlo, aduciendo que los aditivos deben ser compatibles con el flúido base y entre sí, y además, que esta compatibilidad no se puede determinar en el campo. A menos que se cuente con instalaciones de laboratorio para establecer su compatibilidad, es mejor dejar el uso de aditivos a la discresión del fabricante del flúido.

EL ACEITE DERIVADO DEL PETROLEO, COMO FLUIDO HIDRAULICO.

Hasta hoy, el aceite derivado del petróleo sigue siendo, con mucho, la base más comúnmente utilizada para los flúidos hidráulicos. Las características o propiedades de los flúidos de aceite de petróleo dependen de tres factores:

1.- El tipo de petróleo crudo que se utilice.
2.- El grado y método de refinamiento.
3.- Los aditivos que se usen.

En general, el petróleo posee excelentes cualidades de lubricación. Algunos aceites crudos cuentan con propiedades lubricantes o antidesgaste superiores a las comunes. Según su constitución, algunos aceites crudos pueden presentar mayor antiemusibilidad, mayor resistencia a la oxidación a temperaturas más altas o un índice de viscosidad mayor que otros. Por su naturaleza el aceite protege contra la oxidación, proporciona un buen sello, disipa fácilmente el calor y es sencillo mantenerlo limpio mediante filtración o separación de los contaminantes por gravedad. La mayor parte de las propiedades deseables en un flúido, se pueden incorporar mediante refinamiento o aditivos, si es que no están presentes en el aceite crudo.

Una de las principales desventajas del aceite de petróleo es que es combustible. Para aplicaciones en las que pueda haber riesgo de incendio, tales como tratamientos térmicos, sóldadura hidroeléctrica, forjado a presión, forja y muchas otras, se dispone de diversos tipos de flúidos resistentes a la combustión.

FLUIDOS RESISTENTES A LA COMBUSTION

Existen tres tipos fundamentales de flúidos hidráulicos resistentes a la combustión:

1.- Glicol -- Agua
2.- Emulsiones de Agua y Aceite
3.- Sintéticos.

FLUIDOS DEL TIPO GLICOL-AGUA.

Los flúidos de agua y glicol están compuestos de (1) 35 a 40°/o de agua que proporciona resistencia a la combustión, (2) un glicol (substancia química sintética de la misma familia que los anticongelantes permanentes, como el etileno u otros glicoles), y (3) un espesador soluble en agua para mejorar la viscosidad. Contienen también aditivos que evitan la formación de espuma, la oxidación y corrosión, y mejoran la lubricación.

Características:

Los flúidos de agua y glicol generalmente presentan buenas características de resistencia al desgaste, siempre y cuando se eviten altas velocidades y grandes cargas. El flúido posee una alta gravedad (el más pesado que el aceite), que puede crear un vacío más alto en las entradas de las bombas. Ciertos metales como el Zinc, el Cadmium y el Magnesio reaccionan con los flúidos de agua y glicol y no se pueden utilizar en aquéllos sistemas en que se deben usar pinturas y esmaltes compatibles, junto con estos flúidos.

La mayor parte de los más recientes materiales sintéticos de selladura son compatibles con el flúido de agua y glicol. Los asbestos, el cuero y los materiales a base de corcho se deben evitar en los sellos rotatorios, puesto que tienden a absorber agua.

Algunas de las desventajas de estos flúidos son:

1.- Resulta necesario medir continuamente el contenido de agua y compensar la evaporación de ésta a fin de mantener la viscosidad requerida y
2.- La evaporación puede originar también la pérdida de ciertos aditivos, reduciéndose con ello la duración del flúido y la de los elementos hidráulicos. Además,
3.- Las temperaturas de operación deben mantenerse bajas y
4.- El costo (actualmente) es mayor que el de los aceites convencionales.

La substitución del aceite por el agua y glicol.

Cuando un sistema que ha estado trabajando con aceite de petróleo se desea realizar el cambio para que pase a operar mediante agua y glicol, se debe realizar en él una minuciosa limpieza y enjuague. Entre las recomendaciones que se hacen se pueden mencionar la extracción de la pintura original del interior del depósito, el cambio de las piezas galvanizadas o cadminizadas y la substitución de ciertos adaptadores forjados a presión. También puede resultar necesario reemplazar ciertas piezas de aluminio, a menos que hayan sido tratadas adecuadamente, así como cualesquiera instrumentos o equipo que no sean compatibles con el flúido.

EMULSIONES DE AGUA Y ACEITE.

Los de tipo de emulsión son los flúidos menos caros entre aquéllos resistentes a la combustión. Al igual que con el agua y glicol, también éstos dependen del contenido de agua para lograr las propiedades de resistencia a la combustión. Además del agua y el aceite, estas mezclas contienen emulsificadores, estabilizadores y otros aditivos que mantienen unidos a los dos líquidos.

Aceite en Agua.

Las emulsiones de aceite en agua contienen diminutas gotitas de un aceite especial refinado, disperso en el agua. Decimos en este caso, que el agua es la fase contínua y las características del flúido son más parecidas a las del agua que a las del aceite. Es altamente resistente a la combustión, de

baja viscosidad y excelentes características de enfriamiento. Se le pueden agregar aditivos que mejoren su relativamente poca capacidad de lubricación, así como para que proteja contra la corrosión. Este flúido ha sido utilizado principalmente en bombas grandes de baja velocidad. Actualmente existen bombas hidráulicas convencionales en las que también se le puede utilizar.

Agua en Aceite.

Las emulsiones de agua en aceite son de uso más común. En éstas, son pequeñas gotas de agua las que se encuentran dispersas en una fase contínua de aceite. Al igual que el aceite, estos flúidos poseen una excelente capacidad de lubricación, al igual que cuerpo. Además, el agua dispersa proporciona al flúido una mejor capacidad de enfriamiento. Se agregan inhibidores de la oxidación tanto para la fase de aceite como para la de agua. También se usan sin dificultad aditivos contra la formación de espuma.

Estas emulsiones, en la forma en que se usan en el sistema, generalmente contienen un 40% de agua. Sin embargo, algunos fabricantes surten un concentrado del flúido y el consumidor le agrega agua al instalarlo. Al igual que con el flúido de agua y glicol, resulta necesario reponer el agua a fin de mantener la viscosidad adecuada.

Otras Características.

Con cualquier emulsión de agua y aceite, las temperaturas de operación se deben mantener bajas a fin de evitar la evaporación y la oxidación. El flúido debe circular y no debe congelarse y descongelarse repetidamente ya que con ello se podrían separar las dos fases. Las condiciones de la entrada se deben escoger cuidadosamente a causa de la alta densidad del flúido y de su alta viscosidad inherente.

Las emulsiones parecen tener mayor afinidad por la contaminación y requieren más atención en cuanto a filtrado, el cual debe incluir tapones magnéticos que atraigan a las partículas de hierro.

Compatibilidad con Sellamientos y Metales.

Los flúidos en emulsión son generalmente compatibles con todos los metales y sellamientos que se encuentran en los sistemas hidráulicos a base de aceites derivados del petróleo.

El Cambio a Emulsión de Aceite.

Cuando un sistema hidráulico cambia el uso a un flúido de emulsión de agua y aceite, aquél se debe drenar, limpiar y enjuagar cuidadosamente. Es extremadamente importante extraer cualquier contaminación (tal como algún flúido de agua y glicol) que pueda originar que se "corte" el nuevo flúido. La mayor parte de los sellos se pueden dejar como estén. Sin embargo, los sellamientos dinámicos (móviles) de butilo, se deben reemplazar. Cuando se hayan estado utilizando flúidos sintéticos y se pase a usar aceite derivado del petróleo, se deben cambiar los sellamientos por los catalogados para uso con este aceite.

FLUIDOS SINTETICOS RESISTENTES A LA COMBUSTION.

Los flúidos sintéticos resistentes a la combustión son productos químicos sintetizados en el laboratorio que ya de por sí, son menos combustibles que los aceites derivados del petróleo. Entre éstos son típicos:

1.– Los ésteres de fosfato
2.– Los hidrocarburos clorinados (halogenados)
3.– Los flúidos de base sintética que son mezclas de 1 y 2, y pueden contener, además, otros materiales.

Características.

Puesto que los flúidos sintéticos no contienen ni agua ni ninguna otra materia volátil, funcionan bien a altas temperaturas sin perder ninguno de sus elementos esenciales. Son también adecuados para sistemas de alta presión.

Los flúidos sintéticos resistentes a la combustión no son los que mejor funcionan en sistemas de baja temperatura. En ambientes fríos puede ser necesario un calentamiento auxiliar.

Además, estos flúidos poseen mayor gravedad específica pero que los de cualquier otro tipo y las condiciones de entrada de la bomba requieren de un cuidado especial cuando se les usa. Algunas bombas de paletas se construyen con cuerpos especiales que proporcionan el mejoramiento requerido en las condiciones de entrada para evitar que la bomba cavite al utilizarse un flúido sintético.

El índice de viscosidad de los flúidos sintéticos es generalmente bajo; varía desde 80 hasta la bajísima cantidad de menos 400. Así pues, no se les debe usar más que en aquellos casos en que la temperatura de operación es relativamente constante. Los flúidos sintéticos son probablemente los más caros que se utilicen en la actualidad.

Compatibilidad con los Sellamientos.

Los flúidos sintéticos no son compatibles con los sellos comúnmente usados de Nitrilo (Buna) y Neopreno. Por lo tanto cuando se ha estado utilizando aceite, agua y glicol o agua y aceite y se desea pasar a flúido sintético, se hace necesario desmontar todos los elementos y cambiar los sellos. Para todos los elementos Vickers se dispone de sellos especiales fabricados con materiales compatibles. Se pueden adquirir sueltos o en juegos, o bien formar ya parte de unidades nuevas solicitadas específicamente para este tipo de flúido.

La fig. 3-10 es una gráfica que muestra los tipos de materiales que son compatibles con los diversos flúidos hidráulicos.

EL MANTENIMIENTO DE LOS FLUIDOS.

El flúido hidráulico, sea del tipo que fuere, no es un artículo barato. Además, el cambio de flúido y el enjuague o limpieza de sistemas que no hayan recibido el mantenimiento adecuado cuesta tiempo y dinero. Por lo tanto, resulta importante tener un cuidado adecuado del flúido.

ALMACENAMIENTO Y MANEJO.

He aquí algunas sencillas reglas para evitar la contaminación del flúido durante su almacenamiento y manejo:

		FLUIDOS BASADOS EN AGUA		FLUIDOS NO BASADOS EN AGUA		
MATERIALES BAJO CONSIDERACION	ACEITES DE PETROLEO	EMULSION DE ACEITE Y AGUA	MIXTURA DE AGUA-GLYCOL	MATERIALES CLORINADOS	MEZCLAS - DE -	ESTERS DE FOSFATO
SELLO ACEPTABLE Y MATERIAL DE EMPAQUE	NEOPRENO, BUNA N	NEOPRENO, BUNA N, (NO CORCHO)	NEOPRENO, BUNA N, (NO CORCHO)	SILICON, VITON, VYRAM TEFLON FBA BUTILO (CON PRECAUCION)	SILICON VITON, VYRAM TEFLON FBA BUTILO (CON PRECAUCION)	BUTILO, VITON, VYRAM, SILICON TEFLON FBA
PINTURAS ACEPTABLES	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	COMO LO RECOMIENDA EL DISTRIBUIDOR	"CURADO DE AIRE" EPOXY COMO SE RECOMIENDA	"CURADO DE AIRE" EPOXY COMO SE RECOMIENDA	"CURADO DE AIRE" EPOXY COMO SE RECOMIENDA
COMPUESTOS DE TUBERIA ACEPTABLES	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	COMPUESTOS DE CAÑERIA SON RECOMENDADOS. TIPO TEFLON.			
COLADORES DE ADMISION ACEPTABLES	MALLA DE ALAMBRE DE 100 MESH, 1 1/2 VECES LA CAPACIDAD DE LA BOMBA	MALLA DE ALAMBRE DE 40 MESH 4 VECES LA CAPACIDAD DE LA BOMBA	MALLA DE ALAMBRE DE 50 MESH, 4 VECES LA CAPACIDAD DE LA BOMBA.			
FILTROS ACEPTABLES	FIBRA CELULOSA, 200-300 MESH MALLA DE ALAMBRE, ORILLA DE CUCHILLO: O TIPO PLACA	FIBRA DE VIDRIO 200 - 300 ALAMBRE, ORILLA DE CUCHILLO O PLACA	FIBRA CELULOSA, 200- 300 MALLA DE ALAMBRE ORILLA DE CUCHILLO O PLACA	FIBRA DE CELULOSA, MALLA DE ALAMBRE DE 200-300, ORILLA DE CUCHILLO O TIPO PLACA (TIPO MICRONICO O DE TIERRA DE FULLER SE PUEDEN USAR EN FLUIDOS QUE NO SEAN ADITIVOS).		
METALES DE CONSTRUCCION ACEPTABLES	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	EVITE METALES GALVANIZADOS Y CADMIADO	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL

Figura 3-10. Compatibilidad de los Fluidos Hidráulicos y Materiales de Sello.

1.– Almacénense los tambores, de costado. Si es posible, colóqueseles bajo cubierto.

2.– Antes de abrir un tambor, límpiese cuidadosamente su parte superior y el tapón, a fin de que no se introduzca basura.

3.– Utilícense exclusivamente recipientes, mangueras, etc., limpios, para efectuar la carga o descarga de flúido del tanque al depósito. Se recomienda el uso de una bomba de aceite equipada con filtros de 25 micrones.

4.– Colóquese una malla del No. 200 en el tubo de llenado del depósito.

Si se mantiene al flúido limpio y libre de humedad, éste durará más y se evitará el daño por contaminantes a las piezas sumamente ajustadas de los elementos hidráulicos.

EL CUIDADO A TENER DURANTE LA OPERACION.

Para el cuidado adecuado del aceite, durante la operación se debe:

1.– Evitar la contaminación manteniendo hermético al sistema y utilizando la adecuada filtración del aire y del aceite.

2.– Establecer intervalos de cambio de flúido a fin de que éste sea reemplazado antes de que pierda sus propiedades de lubricación. Si es necesario el suministrador puede hacer pruebas de laboratorio en intervalos para establecer con qué frecuencia se hagan los cambios.

3.– Mantener el depósito al nivel apropiado a fin de aprovechar sus características de disipación de calor y evitar que la humedad se condense en las paredes internas.

4.– Reparar inmediatamente todas las fugas.

PREGUNTAS

1.– Mencione cuatro funciones principales del flúido hidráulico.

2.– Indique cuatro propiedades de calidad de un flúido hidráulico.

3.– Defina la viscosidad ¿Cuál es la unidad más común de viscosidad?

4.– ¿En qué forma afecta el frío a la viscosidad? ¿Y el calor?

5.– Si la viscosidad es demasiado alta ¿Qué puede ocurrirle al sistema?

6.– ¿Qué es el índice de viscosidad? ¿Cuándo es importante el índice de viscosidad?

7.– ¿Qué tipo de flúido hidráulico posee las mejores propiedades naturales de lubricación?

8.– Mencione diversos catalizadores de la oxidación del aceite hidráulico.

9.– ¿En qué forma se evitan la oxidación y la corrosión?

10.– ¿Qué es la antiemulsibilidad?

11.– ¿Cuáles son los tres factores que determinan las propiedades de un aceite hidráulico?

12.– ¿Cuáles son los tres tipos fundamentales de flúido hidráulico resistente a la combustión?

13.– ¿Cuál es el tipo de flúido hidráulico que no es compatible son los sellos de Buna o Neopreno?

14.– ¿Qué tipo de flúido hidráulico resistente a la combustión es el mejor para operación a altas temperaturas?

15.– ¿En qué forma afecta la gravedad específica del flúido a las condiciones de entrada de la bomba?

16.– ¿Cuál es el factor más importante para un buen mantenimiento del flúido?

CAPITULO 4

TUBERIAS Y SELLOS HIDRAULICOS

Este capítulo se compone de dos partes. Primero está la descripción de la "tubería" del sistema hidráulico —— los tipos de conexiones y ajustes de las líneas usadas para llevar el flúido entre las bombas, válvulas, actuadores, etc. La segunda parte trata de la prevención de fugas y los tipos de sellos y los materiales de sellos requeridos para aplicaciones hidráulicas.

TUBERIA.

Tubería es el término general que abarca las varias clases de líneas conductoras que llevan el flúido hidráulico entre los componentes; más los ajustes y conectores usados entre los conductores. Los sistemas hidráulicos de hoy usan principalmente tres tipos de líneas conductoras; tubería de acero, tubing de acero y manguera flexible. Por el momento el tubo es menos costoso de cualquiera de los tres, mientras que tubos y mangueras son más convenientes para hacer conexiones y para hacer efectiva la "instalación". En el futuro puede que haya líneas de plástico, la cual gradualmente se está empezando a usar.

TUBOS.

La tubería de hierro y acero fueron los primeros conductores usados en los sistemas hidráulicos industriales y aún se usan ampliamente por su bajo costo. La tubería de acero sin costura se recomienda para sistemas hidráulicos con un interior de tubería libre de oxidación, atascamiento y polvo.

TAMAÑOS DE LA TUBERIA.

Los tamaños de la tubería y conexiones son clasificados por tamaño nominal y el espesor de la pared.

Originalmente, un tamaño específico de tubería, tenía solo un espesor de pared y el tamaño dado era el diámetro real interior.

Más adelante la tubería se fabricó con varios grueso de paredes: estandar, extrapesado y doble extra pesados (fig. 4-1). Sin embargo, el diámetro exterior no cambió. Para aumentar el espesor de la pared, el diámetro interior se cambió. Por eso sólo el tamaño nominal de la tubería indica solamente el tamaño de la rosca para la conexión.

CEDULA DE LA TUBERIA

Normalmente, el grosor de la pared se expresa como un número de la cédula. Los números de la cédula son especificados por el Instituto Nacional Americano de Estandars (ANSI) de 10 a 160 (Fig. 4-2). Los números abarcan diez juegos de gruesos de pared.

Para comparar, la cédula 40 corresponde aproximadamente a la estandar. Cédula 80 es extra pesado esencialmente. La cédula 160, son todas las tuberías con las paredes más gruesas de este sistema. Las anteriores clasificaciones, extra pesado y doble extra pesado son ligeramente más gruesas que la cédula 160. Las figuras 4-1 y 4-2 muestran los tamaños de las tuberías hasta el de 12 pulgadas (nominal). Tamaños más grandes existen en el mercado. La cédula 10, la cual está en blanco en la tabla de la Fig. 4-2 es la que se usa en cañerías más grandes que el de 12 pulgadas.

SELLOS PARA LA TUBERIA.

La rosca de la tubería es ahusada (fig. 4-3) del lado contrario del tubo y también en algunos de los ajustes de manguera que tienen rosca derecha. Las uniones son selladas con un ajuste intermedio entre las roscas hembra y macho y se aprieta la tubería.

Esta es una de las mayores desventajas de la tubería. Cuando se rompe una unión, la tubería debe ser apretada más adelante para resellarla. Algunas veces es necesario cambiar parte de la tubería. Sin embargo, la dificultad se ha resuelto hasta cierto punto al usar la cinta de teflón u otros componentes para resellar las uniones de la tubería.

Machos y hembras especiales se requieren para roscar las tuberías y conexiones del sistema hidráulico. Las roscas son de tipo "sello-seco". Estas son diferentes a las roscas de la tubería estandar al unir el fondo de la soldadura y la solera antes de los flancos, y así evita los espacios espirales. (fig. 4-3).

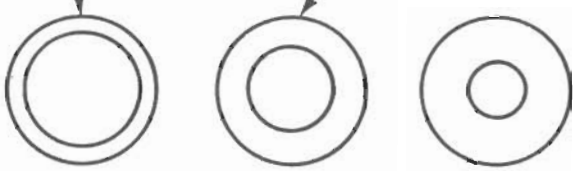
CONEXIONES PARA TUBERIA.

Como el tubo solo puede tener rosca macho y no se dobla, se usan varios tipos de conexiones para hacer uniones y cambiar las direcciones de la tubería (Fig. 4-4). La mayoría de las conexiones tienen la rosca hembra para acoplarse con la tubería aunque algunas tengan la rosca macho para acoplarse con otras conexiones o con los orificios de algunos componentes hidráulicos.

Muchas conexiones en la tubería del circuito hidráulico pueden ser múltiples fugas, especialmente

1. EL DIAMETRO EXTERIOR DE UNA TUBERIA DE TAMAÑO ESPECIFICO SE MANTIENE IGUAL CON CAMBIOS EN LO GRUESO DE LA PARED. SIEMPRE ES MAYOR QUE EL TAMAÑO ANOTADO EN PULGADAS. (MEDIDA NOMINAL)

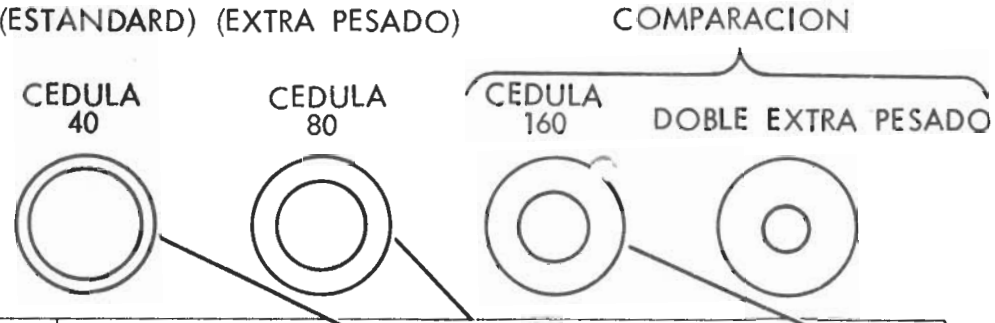
2. EL TAMAÑO NOMINAL DE LA TUBERIA ES APROXIMADAMENTE EL DIAMETRO INTERIOR DE LA TUBERIA EXTRA PESADA.



ESTANDARD EXTRA PESADO DOBLE EXTRA PESADO

TAMAÑO NOMINAL	TUBERIA O.D.	DIAMETRO INTERIOR		
		ESTANDARD	EXTRA PESADO	DOBLE EXTRA PESADO
1/8	.405	.269	.215	
1/4	.540	.364	.302	
3/8	.675	.493	.423	
1/2	.840	.622	.546	.252
3/4	1.050	.824	.742	.434
1	1.315	1.049	.957	.599
1-1/4	1.660	1.380	1.278	.896
1-1/2	1.900	1.610	1.500	1.100
2	2.375	2.067	1.939	1.503
2-1/2	2.875	2.469	2.323	1.771
3	3.500	3.068	2.900	
3-1/2	4.000	3.548	3.364	
4	4.500	4.026	3.826	
5	5.563	5.047	4.813	4.063
6	6.625	6.065	5.761	
8	8.625	8.071	7.625	
10	10.750	10.192	9.750	
12	12.750	12.080	11.750	

Figura 4-1. Clasificaciones Anteriores del Grueso de la Pared de la Tubería.



TAMAÑO NOMINAL	TUBERIA O.D	DIAMETRO INTERIOR									
		CEDULA 10	CEDULA 20	CEDULA 30	CEDULA 40	CEDULA 60	CEDULA 80	CEDULA 100	CEDULA 120	CEDULA 140	CEDULA 160
1/8	.405				.269		.215				
1/4	.540				.364		.302				
3/8	.675				.493		.423				
1/2	.840				.622		.546				.466
3/4	1.050				.824		.742				.614
1	1.315				1.049		.957				.815
1-1/4	1.660				1.380		1.278				1 160
1-1/2	1.900				1.610		1.500				1.338
2	2.375				2.067		1.939				1.689
2-1/2	2.875				2.469		2.323				2.125
3	3.500				3.068		2 900				2.624
3-1/2	4.000				3.548		3 364				
4	4.500				4.026		3.826		3.624		3.438
5	5.563				5.047		4.813		4.563		4.313
6	6.625				6.065		5.761		5.501		5.189
8	8.625		8.125	8.071	7.981	7.813	7.625	7.439	7.189	7.001	6.813
10	10.750		10.250	10.136	10.020	9.750	9.564	9.314	9.064	8.750	8.500
12	12.750		12.250	12.090	11.934	11.626	11.376	11.064	10.750	10.500	10.126

Figura 4-2 Las Tuberías Comúnmente son Medid por Número de Escala.

cuando aumenta la presión. Las conexiones de rosca se usan hasta de 1 1/4 pulg. Cuando se necesita tubería más larga se soldan las bridas a la tubería (Fig. 4-5). Empaques planos u O-rings se usan para sellar los ajustes de la brida.

TUBERIA. (TUBING)

La tubería de acero sin costura ofrece mayores ventajas para la plomería hidráulica. La tubería se puede doblar en cualquier forma, es más fácil de manejar y se puede usar y volver a usar sin problema de sello. Normalmente se pueden reducir el número de uniones.

En los sistemas de bajo volumen, la tubería puede controlar mejor presiones más altas y fluir con mayor flúidez y menos peso. Sin embargo, es más costoso lo mismo que las conexiones que éste lleva.

TAMAÑOS DE LA TUBERIA.

Las especificaciones de los tamaños de los tubos se refieren al diámetro exterior. Hay tubos de 1/16 pulgadas y aumentan 1/8 de pulgada hasta una pulgada O.D. de diámetro exterior; y en aumentos de 1/4 de pulgada a más de una pulgada. Hay varios gruesos en la pared del tubo. El diámetro interior, como se dijo antes, es igual al diámetro exterior menos dos veces el grosor de la pared.

CONF ONES DE LA TUBERIA.

La tu ría nunca se sella con roscas, pero con varias clases de conexiones (Fig. 4-6). Algunos de estos sellan al contacto de metal-con-metal. Estos son conocidos como conexiones de compresión y pueden ser de tipo acampanado o sin acampanar. Otros usan sellos O-ring o comparable. Además de las conexiones roscadas o de brida también hay ajustes soldados en los tubos muy largos.

1.– Conexiones Acampanadas. El ajuste acampanado de 37 grados es el ajuste más común en la tubería que se puede acampanar. Las conexiones mostradas en la Fig. 4-6-A-B sella al exprimir en contra del extremo del acampanado en un sello cuando se va apretando el nudo. Una manga o extensión del nudo ayuda a que el tubo soporte y suavice las vibraciones. La conexión acampanada estandar de 45 grados es el que se usa para presiones muy altas. También se hace en diseños invertidos con roscas machos en el nudo de compresión.

2.– Conexiones de Compresión de Manga u O-rings. Para la tubería que no se puede acampanar o para evitar simplemente el acampanamiento, hay varias mangas o conexiones de compresión de tapa de contacto (dibujo D-F) y las conexiones de compresión de O-ring (Dibujo E). Las conexiones de O-ring permiten muchas variaciones en lo largo y cuadrado del corte del tubo.

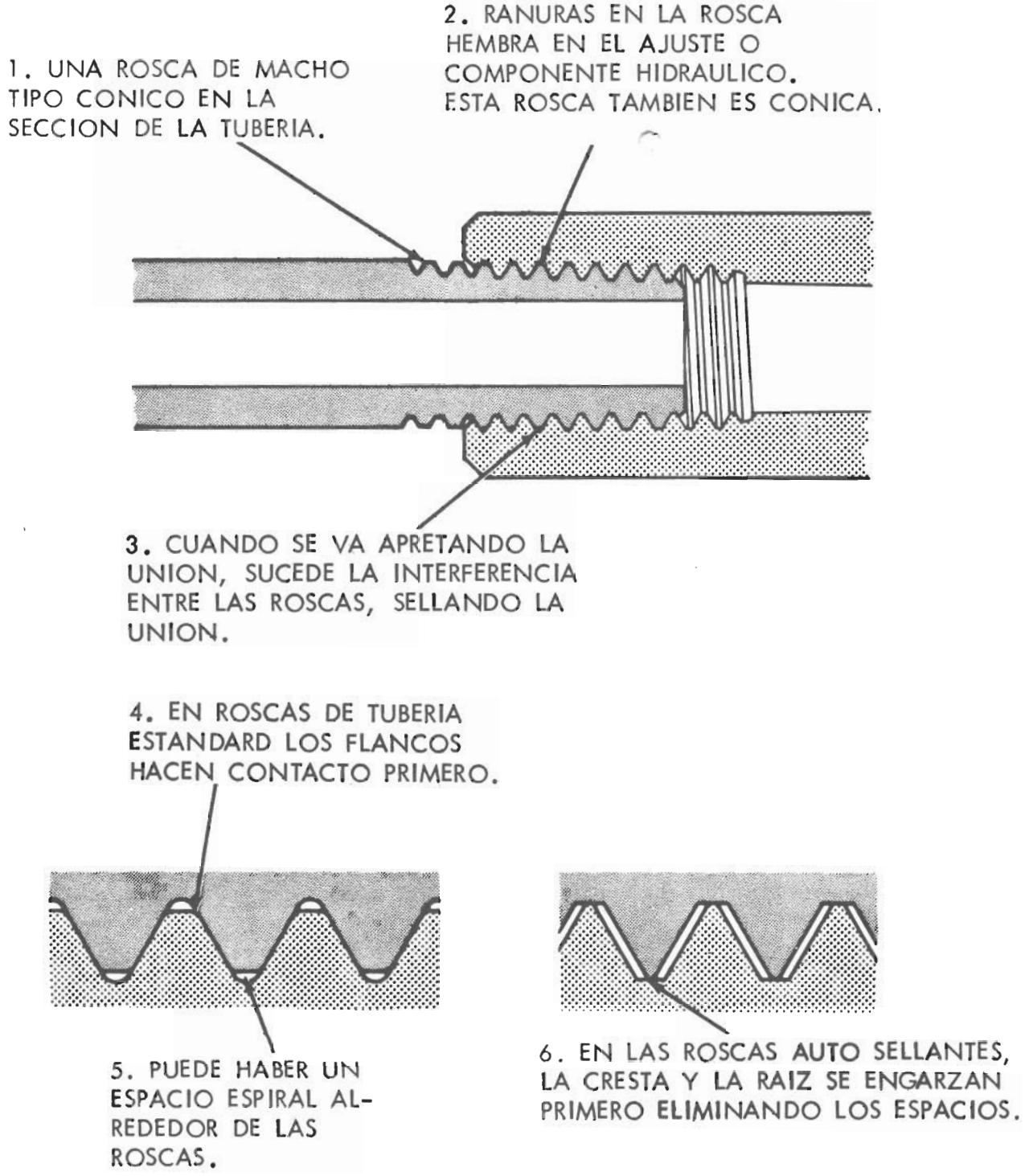


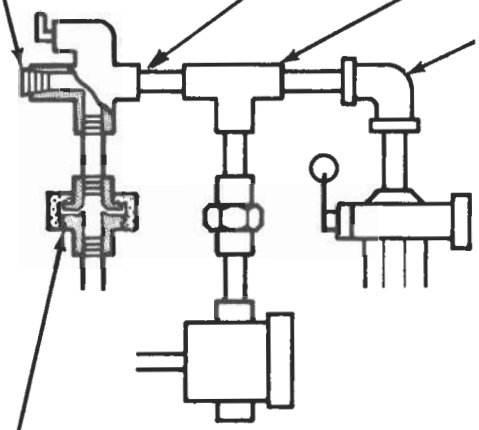
Figura 4-3. Las Roscas de la Tubería Hidráulica son Tipo Cónico Auto Sellante.

UN TAPON MACHO USADO PARA CLAUSURAR UN ORIFICIO O LA ABERTURA DE UNA CONEXION QUE NO SE USA.

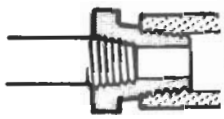
UN NIPLE HACE CONEXIONES CORTAS ENTRE COMPONENTES Y/O CONEXIONES.

UNA TEE SE USA PARA HACER CONEXIONES PARALELAS DE UNA SOLA TUBERIA

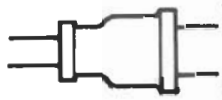
UN CODO DE 90° O ELE SE USA PARA CAMBIAR LA DIRECCION. TAMBIEN HAY CODOS DE 60° Y DE 45°



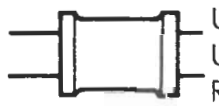
UNA TUERCA TIENE DOS EXTREMOS ROSCADOS MAS UN NUDO EXTERNO PARA PERMITIR APRETAR O AFLOJAR UNA UNION SIN GIRAR LA TUBERIA.



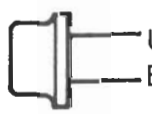
UN BUJE REDUCTOR SE USA PARA PASAR DE UNA MEDIDA DE TUBO A OTRA.



UN ACOPLAMIENTO REDUCTOR TAMBIEN SE USA PARA CAMBIAR LA MEDIDA DE LA TUBERIA, PERO TIENE AMBAS HEMBRAS ROSCADAS.



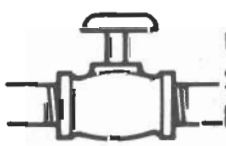
UN ACOPLAMIENTO RECTO UNE DOS SECCIONES DE TUBERIA DEL MISMO DIAMETRO.



UNA TAPA CIERRA UN EXTREMO DE TUBERIA ABIERTO

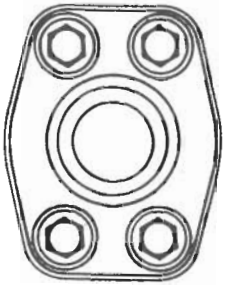


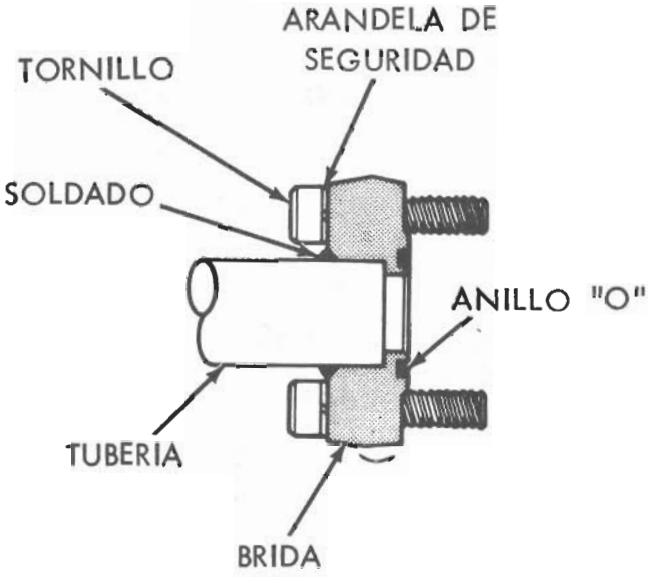
UN CODO (O ELE) TIENE UNA HEMBRA Y UN MACHO ROSCADOS.



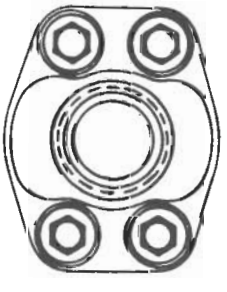
UNA VALVULA DE GLOBO SE USA PARA LIMITAR FLUJO.

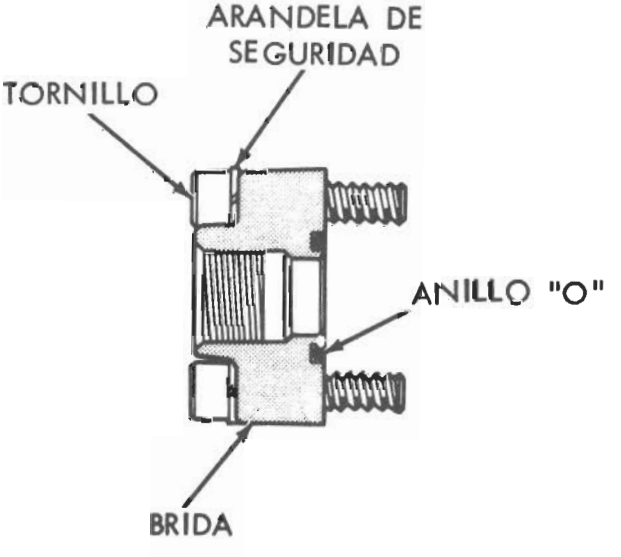
Figura 4-4. Las Conexiones hacen la Unión entre las Tuberías y los Componentes.





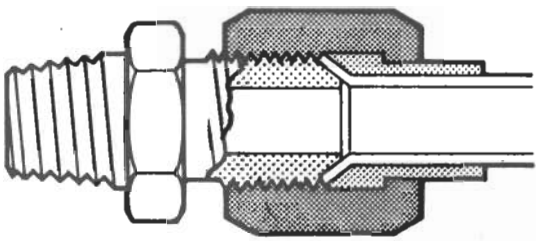
CONEXION DE TUBERIA SOLDADA
A BRIDA DE TIPO RECTO



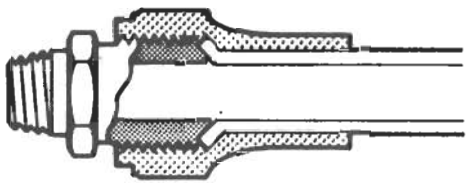


CONEXIONES DE TUBERIA ROSCADAS
TIPO RECTO

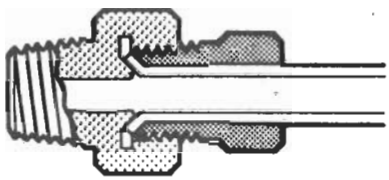
Figura 4-5. Conexiones Bridadas para Cañería Larga.



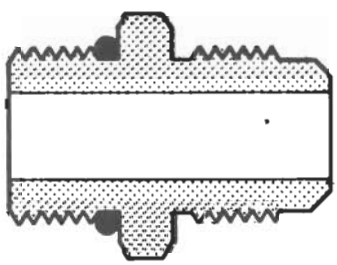
A. AJUSTE ACAMPANADO 37°



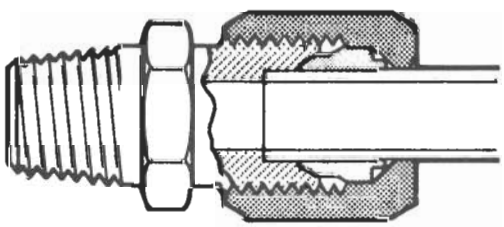
ESTANDARD INVERTIDO



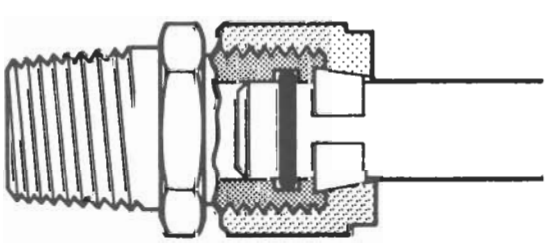
B. AJUSTE ACAMPANADO 45°



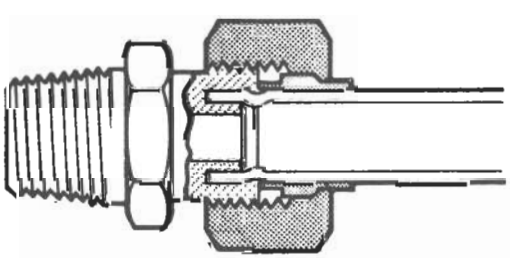
C. CONECTOR ANILLO "O" DE ROSCA RECTA



D. AJUSTE DE CASQUILLO DE COMPRESION.



E. AJUSTE DE ANILLO "O" DE COMPRESION.



F. AJUSTE DE CAMISA DE COMPRESION.

Figura 4-6. Tipos de Conectores Roscados Usados con Tubería O.D.

3.– Conector O-ring de Cuerda Recta. Cuando los componentes hidráulicos están equipados con orificios de rosca las conexiones mostradas en los dibujos 4-6C son los que se pueden usar. Estos son ideales para el uso de alta presión ya que el sello se aprieta más al aumentar la presión.

MANGUERA FLEXIBLE.

La manguera flexible es la que se usa cuando las líneas hidráulicas están sujetas a movimiento. Por ejemplo: Las líneas del motor de la cabeza del taladro. La manguera es fabricada en capas de hule sintético y trensado o de alambre (Fig. 4-7). Las trensas de alambre permiten mayores presiones.

La capa interior de la manguera debe ser compatible al aceite que se use. La capa exterior normalmente es hule para proteger la capa de trensas. La manguera puede tener desde tres capas o más, una de trensas o puede tener múltiples capas, ésto depende de la presión que se vaya a usar. Cuando hay varias capas de alambre éstas se pueden alternar con capas de hule, o se pueden colocar todas, una encima de la otra.

1.– Conexiones para las Mangueras. Las conexiones para las mangueras, esencialmente son las mismas que para la tubería. La mayoría de los extremos de las mangueras tienen acoplamientos, aunque hay conectores que se atornillan o de abrazadera. Es mejor conectar los extremos de las mangueras con conexiones tipo unión las cuales tienen nudos de libre-rotación. La unión usualmente se hace en la contra del conector pero puede hacerse en el acople de la manguera. Una manguera corta puede atornillarse a un conector rígido antes de que el otro extremo sea conectado. Una manguera no debe instalarse doblada.

2.– Considerando la Presión y el Flujo. Los estandar de la industria recomiendan como un factor de seguridad de cuando menos 4 a 1 y como máximo de 8 a 1 en la capacidad de presión. Si la capacidad de presión va a ser de 0 a 1000 psi deberá haber un factor de seguridad de 8 a 1. De 1000 psi a 2500 psi el factor debe de ser de 6 a 1, y en presiones mayores de 2500 psi el factor de seguridad recomendado será de 4 a 1.

$$\text{Factor de Seguridad (FS)} = \frac{\text{(BP) Presión de rotura por estallido}}{\text{(WP) Presión operante}}$$

En cualquier tubería de tamaño normal mientras más grande sea el número de la cédula más gruesas las paredes y más fuerza para la presión de estallar. Esto disminuye las áreas interiores de líneas cruzadas y aumenta la velocidad del flúido.

Aunque es necesario ver que el conductor tenga el diámetro interior requerido para controlar el flúido

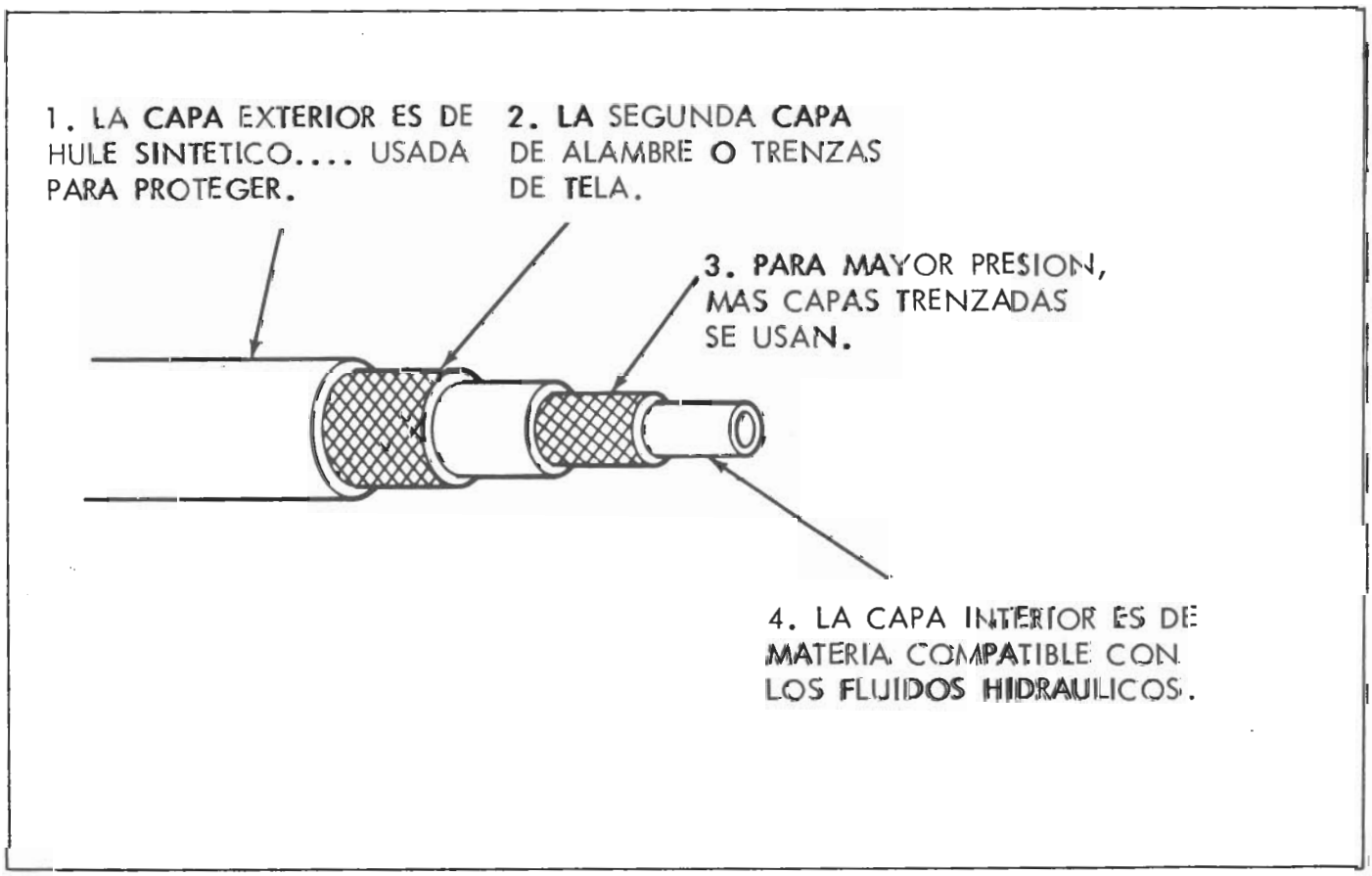


Figura 4-7. La Manguera Flexible está hecha en Capas.

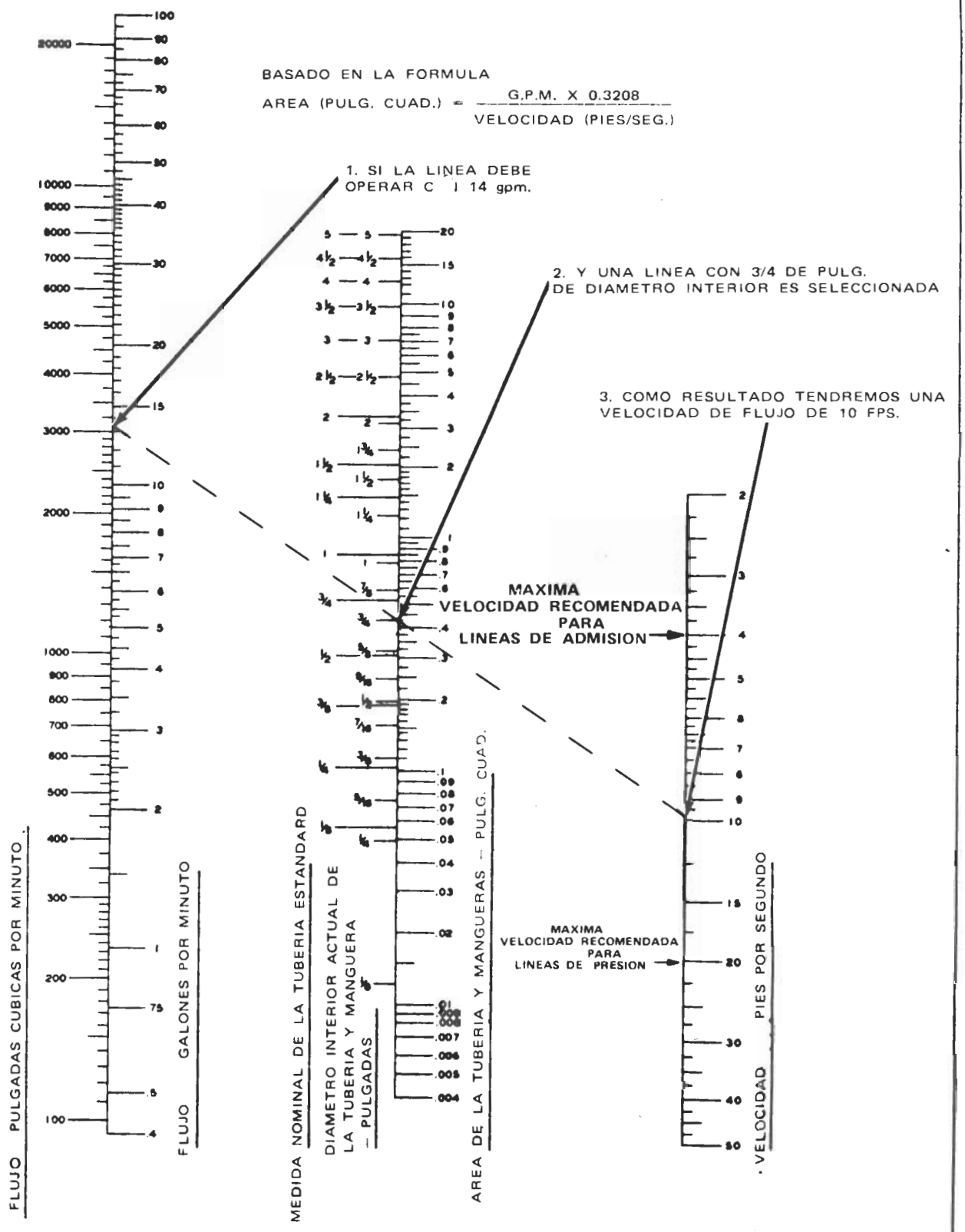


Figura 4-8. Tabla para Seleccionar el Diámetro Interior de Tubería Hidráulica.

a la velocidad más o menos recomendada, lo mismo que el suficiente espesor de paredes para la capacidad de presión.

La fig. 4-8 es una tabla nomográficaque se puede usar (1) para seleccionar el diámetro interior del conductor adecuado si se conoce el porcentaje del flujo o (2) determinar exactamente cuál será la velocidad si se saben el tamaño de la tubería y el porcentaje del flujo. Para usar la tabla, ponga un margen derecho a través de los dos valores conocidos y lea el valor desconocido en la tercer columna.

Normalmente los fabricantes de tubería dan los datos de capacidad de presión y el tamaño de sus conductores. Una tabla común de tamaños es la de la fig. 4-9.

CONSIDERACIONES SOBRE EL MATERIAL.

Si el costo no es muy alto, el tubing es preferible a la tubería por su mejor sello y la conveniencia de su reuso y rápido servicio. La manguera flexible debe ser limitada solo a uso de aplicaciones en donde habrá movimiento. Es más conveniente en líneas cortas y tiene resistencia al golpe.

Las conexiones hidráulicas deben de ser de acero excepto por las entradas, retornos y líneas de drenaje en donde la hembra y macho de fierro se pueden usar. La tubería o conexiones galvanizados no se deben usar porque él zinc puede tener reacción con algunos de los aditivos del aceite. Tampoco se debe usar tubería de cobre ya que la vibración de los sistemas hidráulicos puede desgastar y romper los extremos. Más aún, el cobre disminuye la vida del aceite.

RECOMENDACIONES PARA LA INSTALACION.

Una instalación adecuada es esencial para evitar fugas, ruidos y contaminación del sistema. En seguida les daremos algunas recomendaciones generales.

LIMPIEZA.

El aceite sucio es una de las mayores causas para la falla de los sistemas hidráulicos. Particularmente los componentes de precisión son susceptibles al daño que causan las partículas de la instalación de la plomería. Por esto, se debe tener mucho cuidado y limpieza al hacer la instalación de plomería. Cuando se está cortando, acampanando o ahusando siempre vea que las partículas de metal no puedan contaminar el aceite.

Se recomienda que antes de instalar la tubería se haga lo siguiente: lijar, desengrasar y sumergir el

PRESION DE OPERACION (0 a 1000 psi)

Rango de Flujo (15 pies seg) gpm	*Medida de la Válvula*	*Cédula de la Tubería*	*Tubería O. D.*	*Grueso de la Pared de la Tubería*
1	$\frac{1}{8}$	80	$\frac{1}{4}$	0.035
1.5	$\frac{1}{8}$	80	$\frac{5}{16}$	0.035
3	$\frac{1}{4}$	80	$\frac{3}{8}$	0.035
6	$\frac{3}{8}$	80	$\frac{1}{2}$	0.042
10	$\frac{1}{2}$	80	$\frac{5}{8}$	0.049
20	$\frac{3}{4}$	80	$\frac{7}{8}$	0.072
34	1	80	$1\frac{1}{4}$	0.109
58	$1\frac{1}{4}$	80	$1\frac{1}{2}$	0.120

Factor de Seguridad 8:1

PRESION DE OPERACION (1000 A 2500 psi)

Rango de Flujo (15 Pies seg) gpm	*Medida de la Válvula*	*Cédula de la Tubería*	*Tubería O. D.*	*Grueso de la Pared de la Tubería*
2.5	$\frac{1}{4}$	80	$\frac{3}{8}$	0.058
6	$\frac{3}{8}$	80	$\frac{5}{8}$	0.095
10	$\frac{1}{2}$	80	$\frac{3}{4}$	0.120
18	$\frac{3}{4}$	80	1	0.148
30	1	80	$1\frac{1}{4}$	0.180
42	$1\frac{1}{4}$	160	$1\frac{1}{2}$	0.220

Factor de seguridad 6:1. En tuberías de más de 1/2 pulgada, ajustes de brida soldada o ajustes que sellen metal con metal o sellos que sellan con presión son recomendados.

Figura 4-9. Tabla de Medidas de la Tubería.

tubo en un tanque de ácido diluido. Mayor información se puede obtener sobre los procesos de los fabricantes de los componentes (Fig. 4-10) y de los distribuidores del equipo comercial de limpia.

SOPORTES.

Las líneas hidráulicas muy largas están sujetas a vibraciones o golpes cuando el flúido que fluye a través de ellas es repentinamente parado o invertido. Se puede causar fugas al aflojarse o desgastarse las uniones. Por esto las líneas deberán soportarse en intervalos con ménsulas o abrazaderas. Es mejor no poner juntos los soportes a las conexiones para facilitar el ensamble o desensamble. Para estos propósitos es mejor la madera y el plástico.

CONSIDERANDO EL FUNCIONAMIENTO DE LAS LINEAS.

Hay un número de consideraciones especiales relacionadas con el funcionamiento de las líneas que deben ser mencionadas.

1.– Usualmente el orificio de la entrada de la bomba es más grande que la salida para acomodar una línea de toma mayor. Es muy conveniente conservar este tamaño a través de la línea entera de la entrada de la bomba. Ponga la línea tan grande como se recomienda y tan corta como se pueda. También evite dobleces y muchas conexiones en la línea de entrada.

2.– Ya que casi siempre hay un vacío en la entrada de la bomba, las conexiones de la línea de entrada deben estar bien apretadas. De otro modo aire puede entrar al sistema.

3.– En las líneas de Retorno, las restricciones provocan que aumente la presión y pérdida de potencia. El tamaño adecuado de las líneas debe usarse para asegurar bajo porcentaje de flujo. Aquí también es conveniente el menor número de conexiones y dobleces.

4.– Las líneas de Retorno flojas también permiten que entre aire en el sistema, por aspersión. Las líneas deben estar bien apretadas y deben vaciarse bajo el nivel del aceite para evitar el chapoteo y la aereación.

5.– Las líneas entre actuadores y las válvulas de control de velocidad deben ser cortas y rígidas para un control preciso de flujo.

INSTALACION DE MANGUERA.

Manguera flexible debe instalarse para que no se enreden durante la operación. Deben estar algo holgadas para aliviar el esfuerzo y permitir que surja la presión.

Demasiada manguera o doblarla es inconveniente. Soportes se pueden necesitar para evitar que se safe o enrede con partes móviles. La manguera que esté sujeta a un roce debe protegerse con una manga o protección.

SELLOS Y FUGAS.

En un circuito hidráulico el exceso de fugas reduce su eficiencia, pierde potencia o crea un problema de mantenimiento o ambos.

FUGAS INTERIORES.

La mayoría de los componentes del sistema hidráulico son hechos con espacios de operación que permiten cierta cantidad de fuga interna. Las partes móviles deben ser lubricadas, naturalmente, y fugas pueden ser diseñadas con el único propósito de lubricarlas. Además, algunos controles hidráulicos tienen hechos pasos de fugas internas para evitar "fluctuaciones" u oscilaciones de los carretes o pistones de las válvulas.

Las fugas internas, obviamente, no son una pérdida de flúido; eventualmente el flúido regresa al depósito ya sea por una línea de drenaje exterior o por medio de un pasaje interior en el componente.

Cuando hay una mayor fuga interna es por el desgaste de un componente o por un mayor espacio entre partes. Este aumento de fuga interna puede reducir la eficiencia del sistema al hacer más lentamente el trabajo y generar calor.

Finalmente, si el paso de fuga interna es demasiado toda la eficiencia de la bomba se pierde y no funciona en lo absoluto.

FUGAS EXTERNAS.

La fuga externa no se puede ver y es muy peligrosa. Es costosa porque nunca o casi nunca se recupera el aceite. La causa principal de las fugas externas es una mala instalación. Las uniones pueden tener fugas, ya sea, porque no se apretaron bien o por vibraciones o golpes en la línea, esto las afloja. La falla al conectar las líneas de drenaje, excesiva presión en la operación y contaminación en el flúido pueden ser la razón de daños en los sellos.

SELLOS.

Los sellos se requieren para mantener la presión, para evitar la contaminación. Hay varios métodos para sellar los componentes hidráulicos, esto depende de si el sello debe ser positivo o negativo, en que si la aplicación del sello es estática o dinámica, cuánta presión va a contener y otros factores más.

Un sello positivo no permite la más mínima fuga de flúido.

LA PREPARACION DE LA TUBERIA, Y CONECTORES ANTES DE INSTALARLOS EN UN SISTEMA HIDRAULICO

Requerimientos generales. Cuando se instalan las tuberías y conectores de hierro y acero de un sistema hidráulico, es necesario que estén absolutamente limpios, libres de rebabas y toda clase de materiales ajenos. Para lograr este fin, se deben seguir los siguientes pasos:

1.— La tubería, y conectores deben ser cepillados con un cepillo de alambre de tubo de caldera o limpiados con un aparato comercial para limpiar tubería. El lado interior de la tubería debe ser escariada después de cortarla para quitar las rebabas.

2.— Pequeños pedazos de tubería de acero son sopleteados para quitarles el moho y costras. El sopletearlos es un método seguro y eficiente para pequeños pedazos rectos. Sin embargo no se usa sopletear si hay la menor posibilidad de que partículos de arena se puedan quedar en pequeños agujeros o ranuras después de limpiarlo por inundación.

3.— En el caso de pedazos más largos de tubería o pedazos doblados en figuras complejas en donde no es práctico sopletearlas, a las partes se les da un baño químico en una solución adecuadas hasta que todo el moho y costras se quiten. Al prepararlos para el baño químico tiene que desengrasarce perfectamente todo con Tri-cloritileno u otra solución desgrasadora comercial.

4.— Neutralizar la solución del baño químico.

5.— Enjuague las partes y prepárelas para almacenarlas.

6.— La tubería no debe ser soldada, ni con plata ni latón después de ensamblarla ya que una limpieza adecuada no se puede hacer en tales casos. Debe ser perfectamente bien doblada y ajustada para no tener que forzarla al colocarla.

7.— Si se usan conexiones de brida, las bridas deben entrar perfectamente en las caras montadoras y asegurarse con tornillos del largo adecuado. Los tornillos o casquillos deben atornillarse iguales para evitar la distorsión en el cuerpo de la válvula o de la bomba.

8.— Asegurarse que todas las aberturas del sistema hidráulico estén cubiertas apropiadamente para evitar que entre el polvo y pedacitos de metal, en donde el trabajo es taladrar, horadar, soldar o soldar con latón cerca de la unidad.

9.— Conectores roscados deben ser inspeccionados para evitar pedacitos de metal que haya en las roscas para que no entren en el sistema hidráulico.

10.— Antes de llenar el sistema con el aceite hidráulico asegurarse de que el flúido hidráulico es tal como se especifica y de que esté limpio. No use coladores de tela o flúido que haya sido almacenado en recipientes contaminados.

11.— Use una maya de alambre No. 120 mesh cuando esté llenando el depósito. Opere el sistema por corto tiempo para eliminar el aire, en las líneas. Añada flúido hidráulico si es necesario.

12.— Precauciones de Seguridad deberán tomarse debido a que componentes peligrosos se usan para limpiar y dar el baño químico, aquí describimos su uso. Estos deben guardarse solo en los recipientes adecuados y manejarlos con mucho cuidado.

PROCESO DEL BAÑO QUIMICO.

1.— Desengrase perfectamente las partes con un desengrasador usando tri-cloretileno u otra solución desengrasadora comercial.

2.— Tanque No. 1.
Solución. Usese un compuesto desenmohecedor comercial disponible en solución como lo recomienda el fabricante. La solución no debe ser usada en una temperatura que exceda a la recomendada por el fabricante, de otro modo el inhibidor se evaporará y dejará una solución de ácido. El tiempo que la parte esté sumergida en esta solución depende de la tempearatura de la solución y de la cantidad de moho y costra que se deban limpiar. El operador debe ser el que decida en éste punto.

3.— Después del baño químico, enjuague las partes en agua fría fluyendo y sumérjalo en el tanque No. 2. La solución en este tanque debe ser un neutralizador mezclado con agua en la proporción recomendada por el fabricante. Esta solución debe ser usada a la temperatura recomendada y las partes deben permanecer sumerjidas en la solución por el tiempo que recomiende el fabricante.

4.— Enjuague las partes en agua caliente.

5.— Colóquelas en el tanque No. 3. La solución en este tanque debe tener un compuesto antienmohecedor como lo recomienda el fabricante. Normalmente las partes tratadas deben dejarse secar con la solución antienmohecedora.

Si las piezas se almacenaran por algún tiempo, los extremos de las tuberías deben taparse para evitar que se introduzca cualquier cosa en ellas. No use trapos o desperdicio ya que éstos tienen almidón y ensuciarían el interior de el tubo. Inmediatamente antes de usar las tuberías y conectores deben ser perfectamente limpiados con una solución desengrasadora adecuada.

Figura 4-10. Preparación de Tubería y Conectores.

Un sello negativo permite una pequeña cantidad de fuga interna, tal como un espacio en el carrete en su lugar para permitir una película de lubricación.

SELLOS ESTATICOS.

Un sello que está comprimido entre dos partes rígidas se clasifica como un sello estático. El sello nada más se puede mover un poco cuando se aplica o retira la presión, pero las partes acopladas no se mueven con relación a ellas mismas.

Algunos ejemplos de los sellos estáticos son montar empaques, conexiones de tubería con rosca, conexiones de uniones acampanadas (Fig. 4-11) conexiones de compresión de tapa de contacto (Fig. 4-6) y O-rings. Las aplicaciones de los sellos estáticos son relativamente sencillas. Son esencialmente no "desgastables" y normalmente no hay problema si se ensamblan adecuadamente.

SELLOS DINAMICOS.

Los sellos dinámicos se instalan entre las partes que si se mueven de acuerdo a ellas mismas. Aunque, cuando menos una de las partes deba rosarse con el sello y por lo tanto el sello dinámico si esté sujeto al desgaste. Esto, naturalmente hace que su diseño y aplicación sea más difícil.

SELLOS O-RING.

Probablemente el sello más común en el uso del equipo hidráulico moderno sea el O-ring (Fig. 4-12). Un O-ring es un sello de hule sintético moldeado que tiene una sección transversal redonda en libre estado.

El O-ring se instala en una ranura anular maquinada en una de las partes a acoplar. En las instalaciones, éste es comprimido en ambas partes del diámetro interior o exterior. Sin embargo, este es un sello actuado por presión o por compresión. La presión oprime el sello en contra de un lado de la ranura y hacia afuera en ambos diámetros. Este sella positivamente en contra de dos superficies anulares y una superficie plana. El aumento de presión aumenta la fuerza en contra de la superficie del sello. Por esto, el sello O-ring es capaz de contener presiones extremadamente altas.

Los O-rings se usan principalmente en aplicaciones estáticas. Sin embargo, también se pueden usar en aplicaciones dinámicas en donde hay poco movimiento recíproco entre partes. No son muy adecuadas para partes rotatorias o para partes en donde la vibración es el problema.

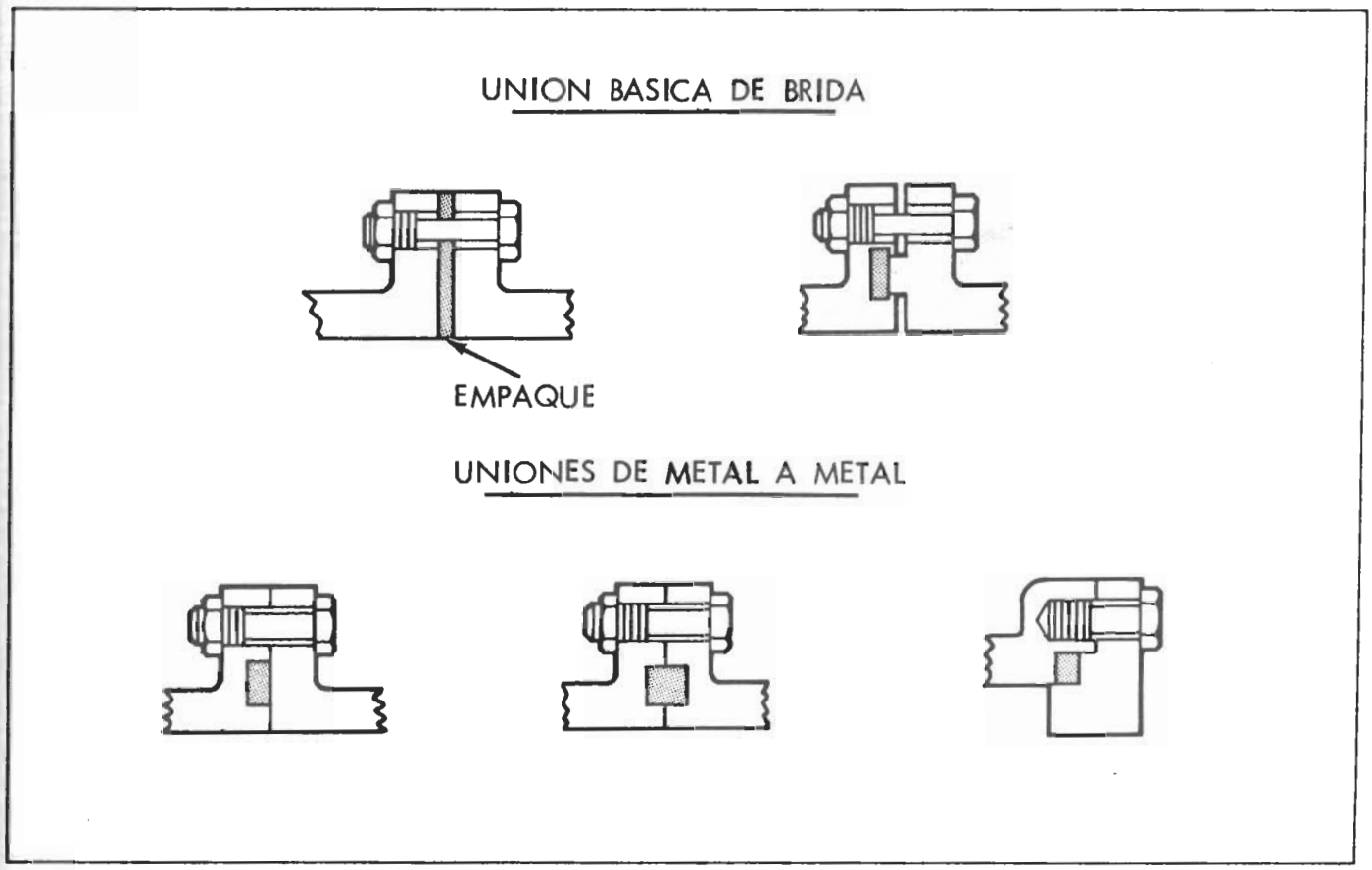
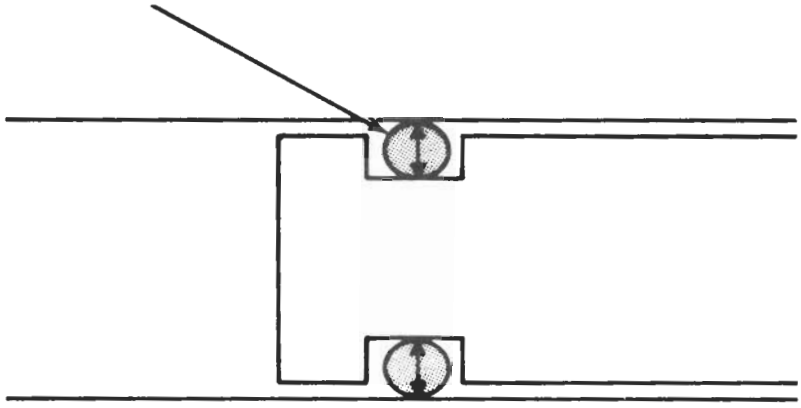
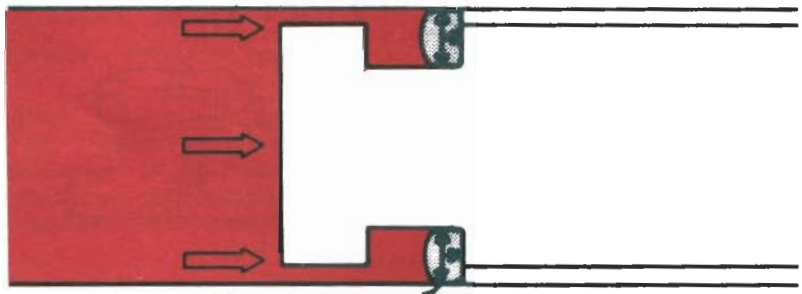


Figura 4-11. Sellos y Empaques de Brida son de Típica Aplicación Estática.

NOTA: LOS ESPACIOS ESTAN MUY EXAGERADOS PARA LA EXPLICACION.

1. EL ANILLO "O" ES INSTALADO EN LA RANURA ANULAR Y SE COMPRIME EN AMBOS DIAMETROS.

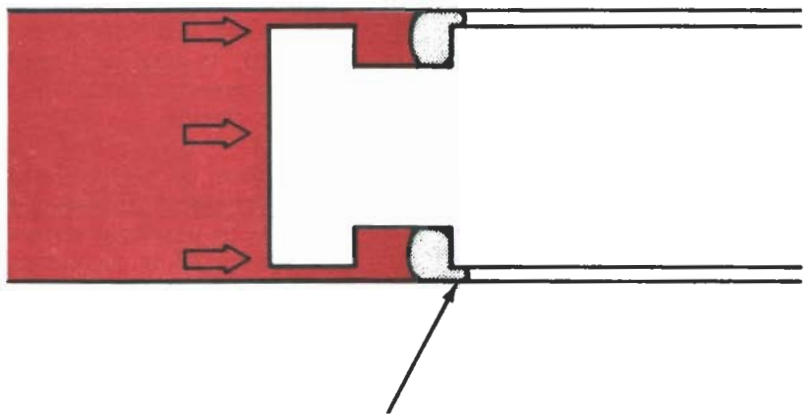




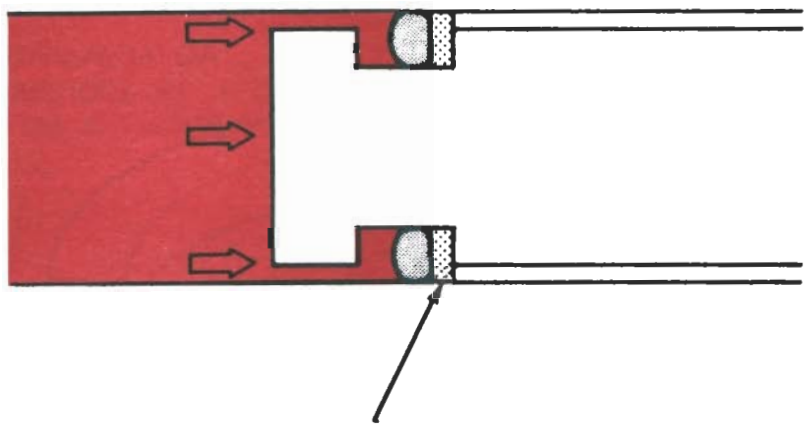
2. CUANDO SE APLICA LA PRESION, EL ANILLO "O" ES FORZADO EN CONTRA DE UNA TERCER SUPERFICIE CREANDO EL SELLO POSITIVO.

Figura 4-12. Un Anillo-O es un Sello Positivo.

NOTA: LOS ESPACIOS ESTAN MUY EXAGERADOS PARA LA EXPLICACION.



1. EL AUMENTO DE PRESION FORZA EL ANILLO A ESTIRARSE.



2. EL ANILLO DE REFUERZO EVITA EL ESTIRAMIENTO.

Figura 4-13. Un Anillo de Refuerzo es un Anillo que no se Deforma.

CONTRA SELLO (RESISTENTE AL ESTIRAMIENTO POR PRESION).

En presiones altas el sello O-ring tiende a incrustarse en el espacio de entre las partes acopladas (Fig. 4-13). Esto no es problema en una aplicación estática. Pero esta incrustación puede acelerar el desgaste en una aplicación dinámica. Esto se evita al instalar un duro contrasello en la ranura del O-ring contraria a la presión. Si la presión es alterna los contrasellos se pueden usar en ambos lados del O-ring.

ANILLOS DE CUERO CORTADO.

En muchas de las aplicaciones estáticas los sellos de cuero cortado (Fig. 4-14) son un aceptable substituto de los O-ring. Los sellos de cuero son más baratos que los O-rings, ya que son cortados de tubos estirados y no moldeados. Hay muchas aplicaciones en donde se pueden intercambiar los sellos de cuero u O-ring si se hacen del mismo material.

SELLOS DE ANILLOS T.

Los sellos de anillo T (Fig. 4-15) se usan mucho para sellar los pistones del cilindro, vástagos de los pistones y de otras partes recíprocas. Se hace de hule sintético moldeado en forma de "T" y reforzado con los anillos de contrasello en el otro lado. La orilla del sello es redonda y sella como un sello O-ring. Obviamente, este sello no tiene la tendencia a enrollarse como el O-ring. El sello T no está limitado al uso de aplicaciones de corta carrera.

SELLOS DE REBORDE.

Los sellos de reborde son sellos dinámicos de baja presión, se usan principalmente para sellar flechas rotatorias.

Un sello de reborde típico (Fig. 4-16) se hace de hule estampado para soporte y aleación en la instalación y la forma de reborde de hule sintético o cuero, la cual se ajusta a la flecha. A menudo hay un resorte para sostener el reborde en contacto con la flecha.

Los sellos de reborde son sellos positivos. Sellan gracias a cierta fuerza de presión. La presión en el reborde (o un vacío atrás del reborde) lo "redoma" en contra de la flecha para hacerlo un sello más firme. No puede soportar alta presión porque no tiene resistencia.

En algunas aplicaciones, la cámara que se está sellando alterna las condiciones de presión y vacío. Los sellos de doble reborde se usan para estas

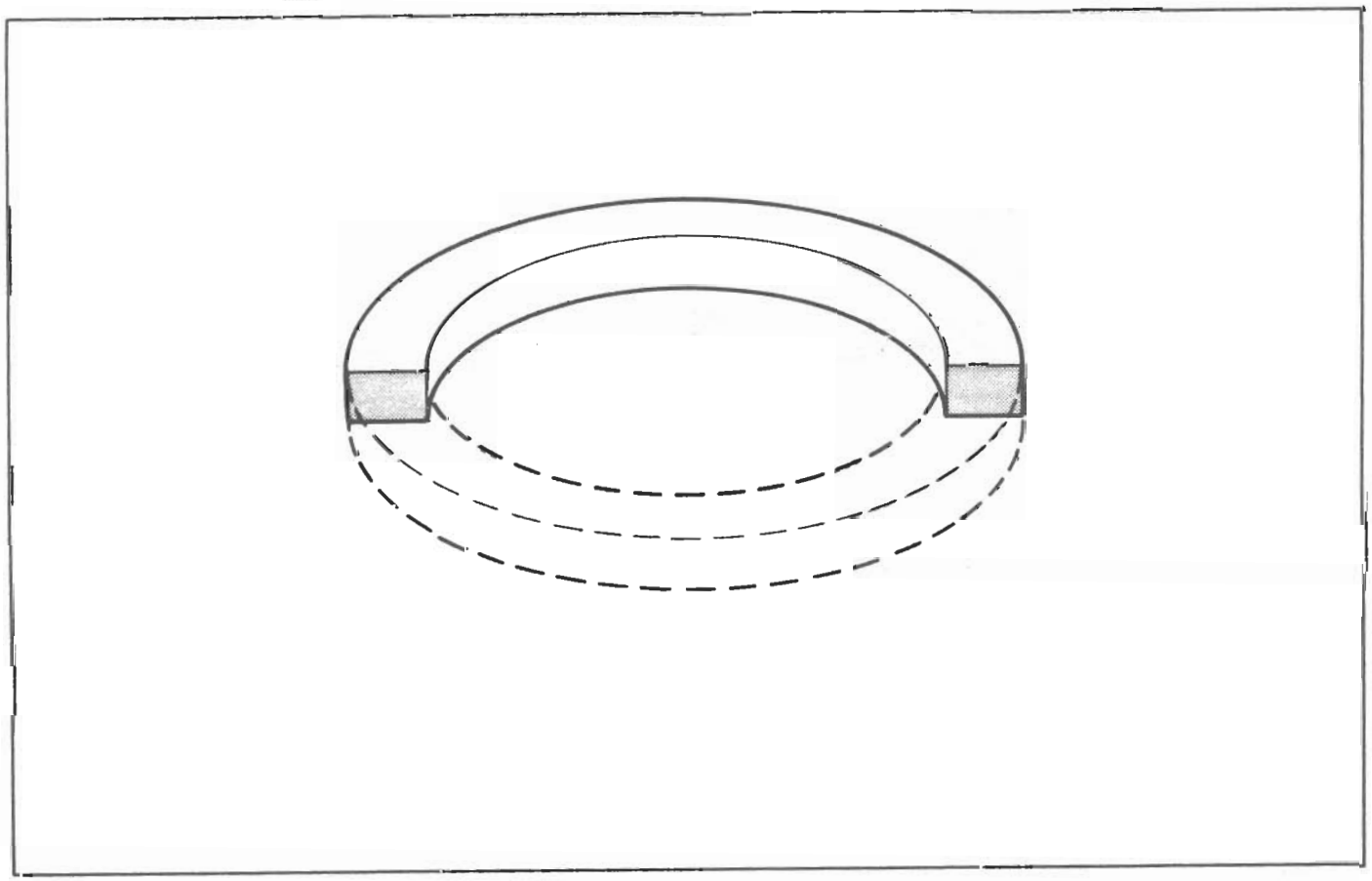


Figura 4-14. El Sello de Cuero Cortado es Rectangular en Sección.

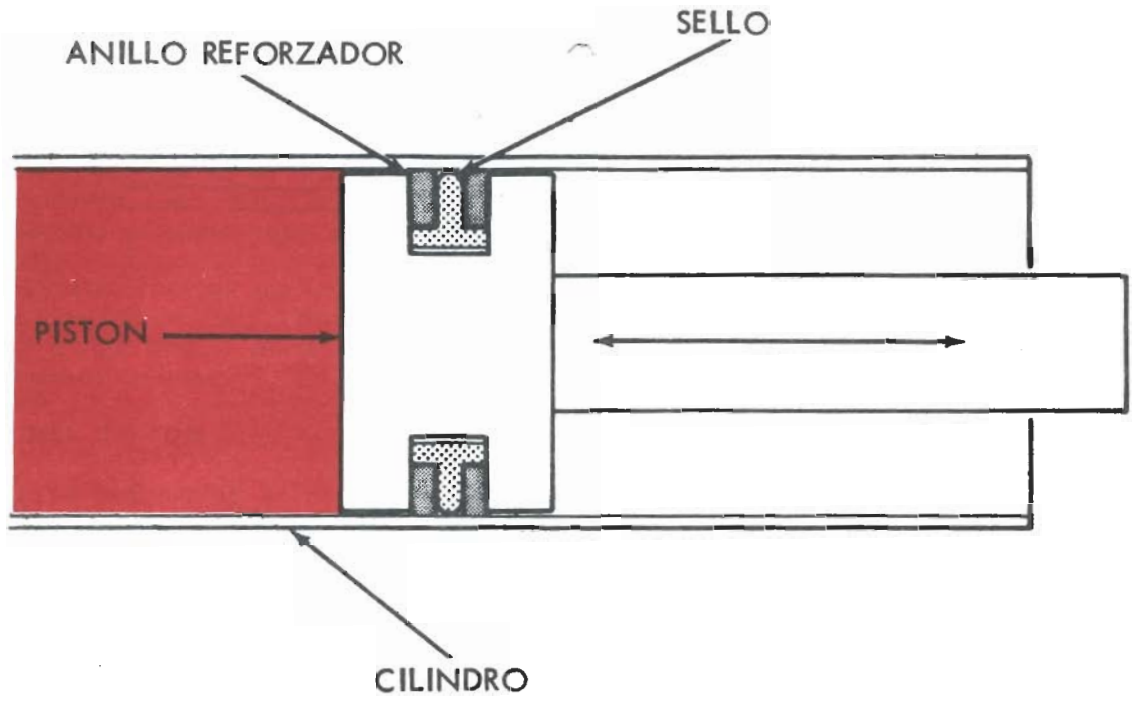


Figura 4-15, El Anillo T es un Sello Dinámico para Partes Reciprocantes.

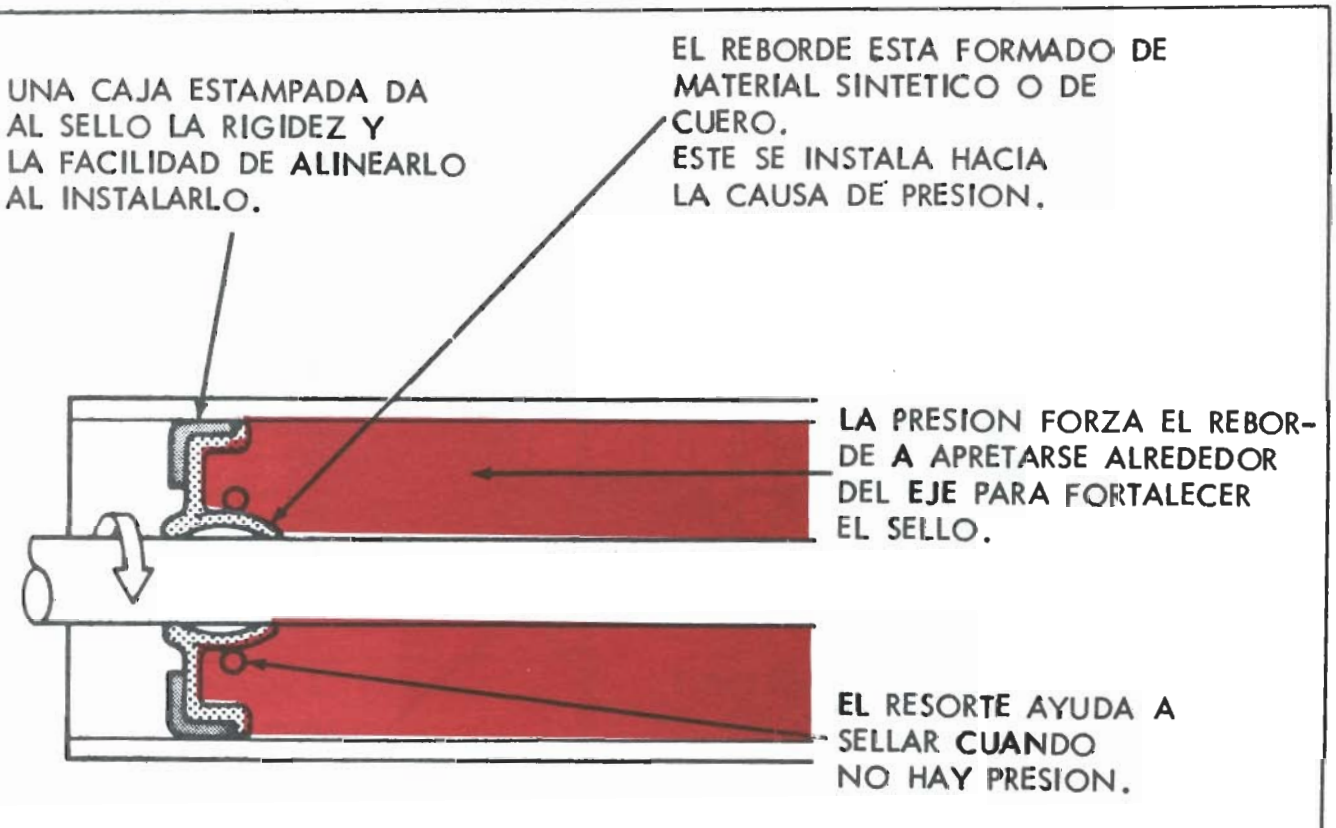


Figura 4-16. Los Sellos de Reborde son Usados en Ejes Rotatorios.

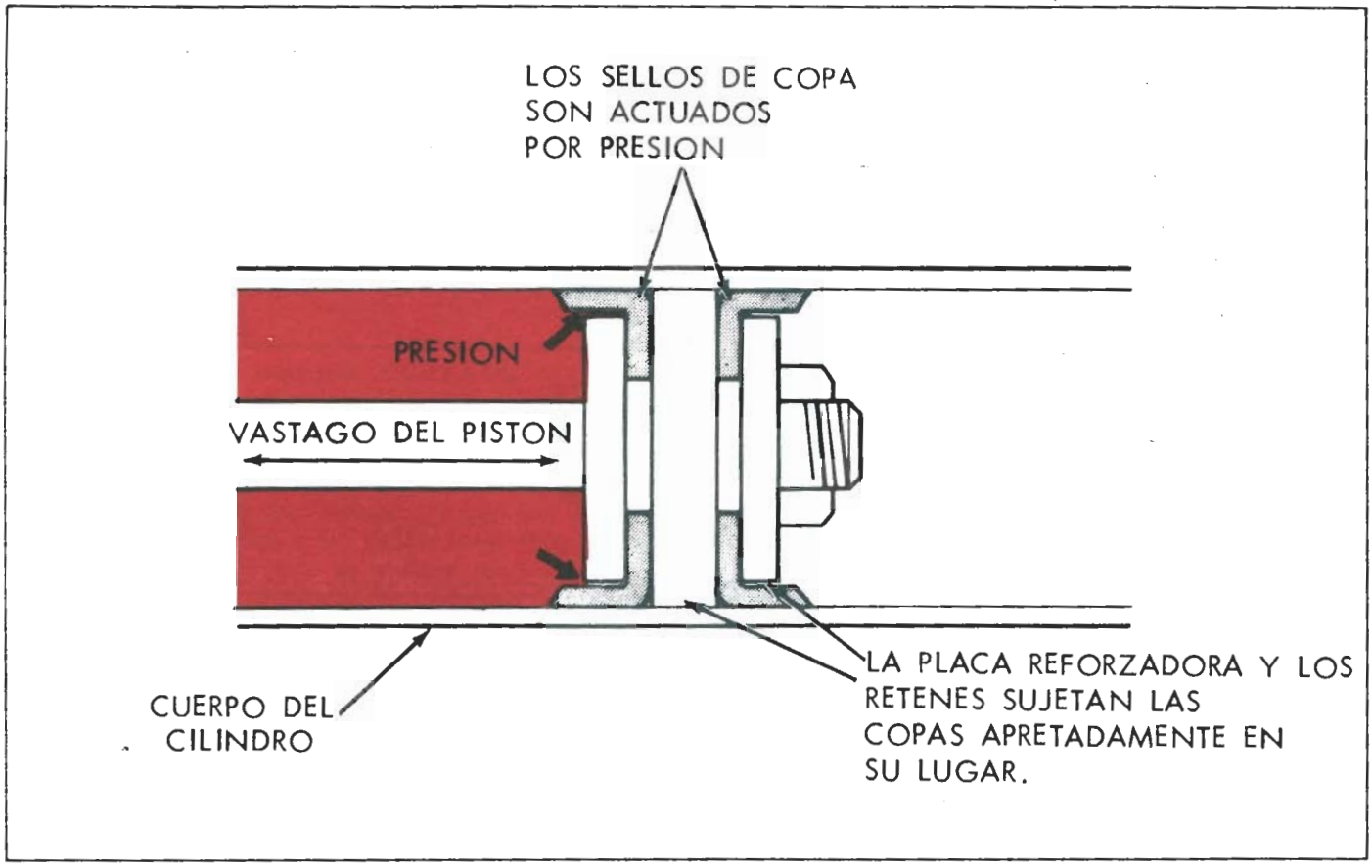


Figura 4-17. Sellos de Copa se usan en los Cilindros de Pistón.

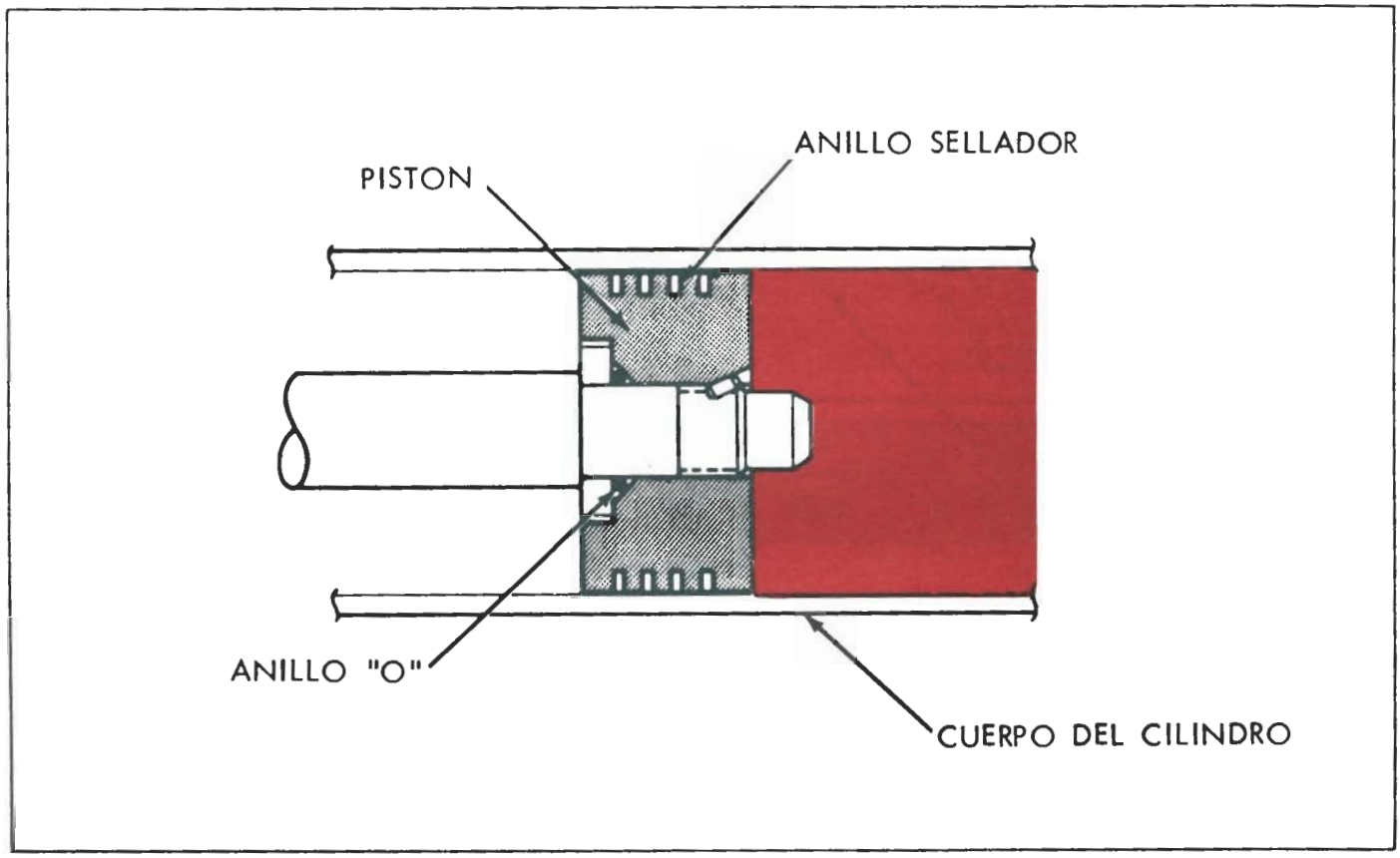


Figura 4-18. Anillos de Metal son usados para los Pistones de los Cilindros.

aplicaciones para evitar que el aire o polvo entren y que se fugue el aceite.

SELLOS DE TAZA.

Un sello de taza (Fig. 4-17) es un sello positivo que se usa en muchos pistones de cilindros, es actuado por la presión en ambas direcciones. Sellan al forzar hacia afuera el reborde de la taza en contra del cuerpo del cilindro. Este tipo de sello si está reforzado y soportará presiones muy altas.

Los sellos de taza deben ser fuertemente sujetados en su lugar. Después de todo el pistón del cilindro no es más grande que la placa que sostiene y retiene los sellos de taza.

ANILLOS DEL PISTON.

Los anillos del pistón (Fig. 4-18) se fabrican de hierro o acero fundido, altamente pulido y a veces cromado. Estos tienen menos resistencia al movimiento que los sellos de hule o cuero. Estos se encuentran en los pistones del cilindro.

Un anillo del pistón no es necesariamente un sello positivo. Cuando es positivo es cuando se colocan varios anillos lado-por-lado. Se puede manejar una presión muy alta.

EMPAQUES DE COMPRESION.

Los empaques de compresión (Fig. 4-19) eran de los primeros sellos que se usaron en los sistemas hidráulicos y se encuentran en las dos aplicaciones, dinámica y estática. Los empaques se están substituyendo en la mayoría de las aplicaciones estáticas por O-rings o sellos de cuero cortado.

La mayoría de los empaques que se usan actualmente son moldeados o cortados en "U" o "V" y muchos empaques se usan para sellar mejor. Los empaques se comprimen al apretar un anillo seguidor rebordeado en contra de ellos. Es algo difícil el ajuste adecuado porque el apretarlos mucho ocasiona su desgaste. En algunas aplicaciones el anillo de empaque se mantiene con un resorte-de-carga para sujetarlo lo justo y evitar su desgaste.

SELLOS DE CARA.

Un sello de cara (Fig. 4-20) se usa en las aplicaciones en donde la flecha rotatoria requiera alta presión. El sello se logra cuando dos superficies planas están en constante contacto, a menudo carbón y acero. El compuesto fijo del sello se adhiere al cuerpo del componente. El otro lado se adhiere a la flecha y se voltea en contra del cuerpo fijo. Una

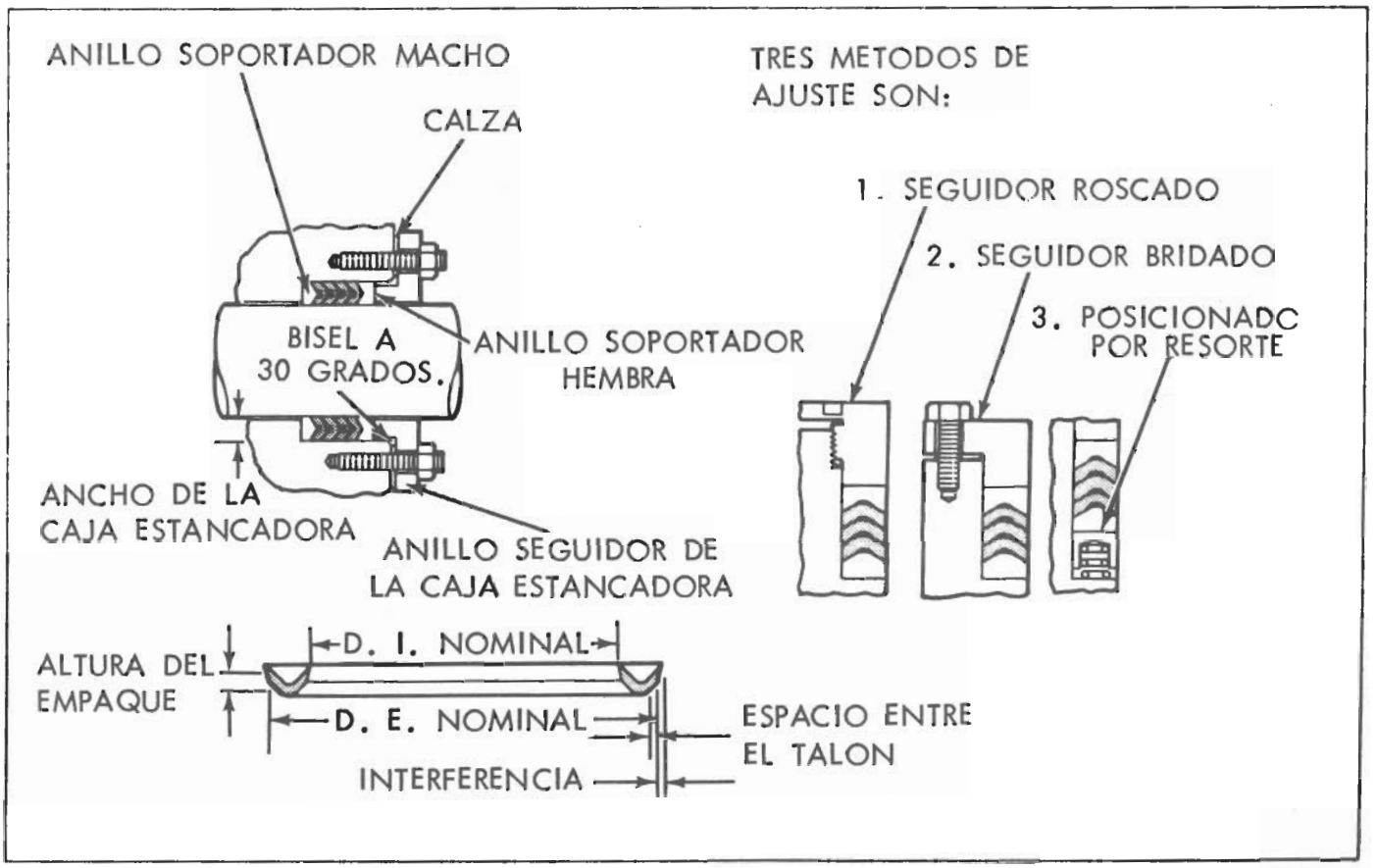


Figura 4-19. Empaques de Compresión.

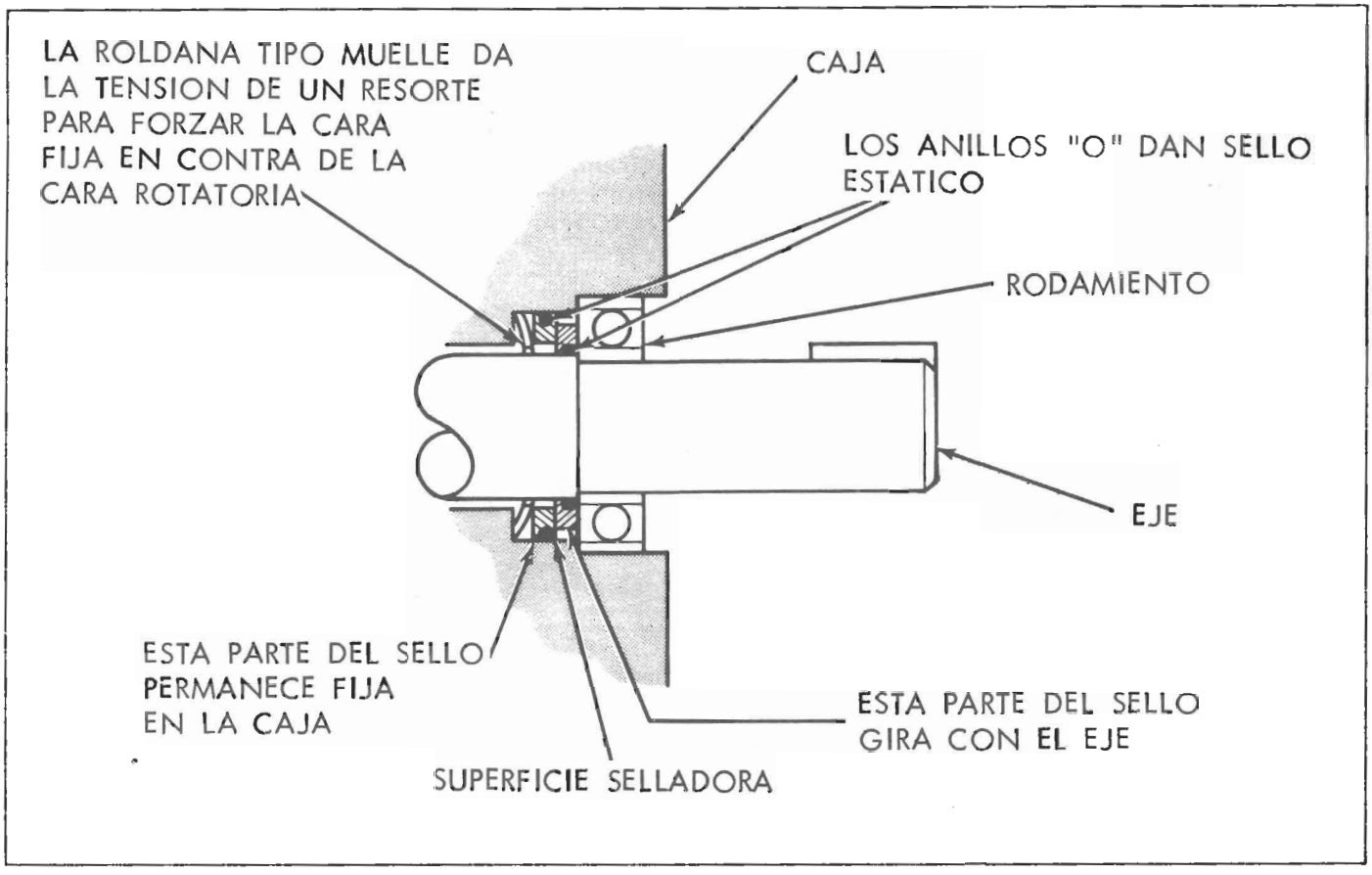


Figura 4-20. Sello de Cara para Sellar Alta Presión del Eje Rotatorio.

de las dos partes normalmente es de resorte cargado para mejorar el contacto inicial y evita el desgaste. La presión aumenta la fuerza de contacto y aprieta el sello. Como se puede suponer, la multiplicidad de las partes y la necesidad de maquinado preciso de las caras del sello hace que éste tipo de sello sea muy costoso.

EMPAQUES.

Los empaques son un aditamento de sello plano, comúnmente fabricado es parte de dos superficies complementarias que han de ser selladas. Los primeros diseños para conectar bridas y superficies en las válvulas montadas, eran sellados por empaques. Actualmente se han reemplazado ampliamente en el equipo hidráulico por los O-rings, sellos de cuero cortado o empaque moldeado.

MATERIALES PARA SELLAR.

El cuero, corcho o fibras prensadas son los materiales que se usaban en los equipos hidráulicos. Estos se usaron mucho hasta que se desarrolló el hule sintético durante la Segunda Guerra Mundial. El hule natural es muy rara vez usado como material para sellar porque éste se derrite y deteriora al estar en contacto con el aceite.

Sin embargo, con todos los hules sintéticos (elastómeros) son bastante compatibles con el aceite. Los elastómeros se pueden hacer de muchos componentes para satisfacer varias condiciones de funcionamiento. La mayoría de los sellos de equipos hidráulicos se hacen de uno de estos elastómeros: Buna-N (Nitrilo) Silicón, Neopreno, Teflón o Butyl.

SELLOS DE CUERO

El cuero ha sobrevivido al sello de elastómero por su poco costo y aguante o dureza. Muchos de los sellos de taza, los sellos de reborde y empaques de compresión aún se hacen de cuero. Algunos de los sellos de cuero se impregnan de un elastómero para mejorar su capacidad de sello.

La desventaja del cuero es su tendencia a hacer ruido cuando está seco y el límite de su aguante a las temperaturas. Muy pocos sellos pueden funcionar en temperaturas mayores de 165°F, el cual es insuficiente para muchos de los sistemas modernos. El límite de su temperatura absoluta parece que es alrededor de 200°F. Sin embargo, el cuero funciona muy bien en un frio extremo y de hasta 65°F.

BUNA-N.

El elastómero Buna-N (o Nitrilo) es el que se usa en grandes cantidades como material de sello en los sistemas hidráulicos modernos. Este es mode-

radamente duro, se desgasta bien y no es costoso. Tiene un número de componentes que son compatibles con el aceite de petróleo —la mayoría son fácilmente moldeados en cualquier forma de sello que se quiera.

El Buna-N tiene una amplia gama de temperaturas, éste mantiene sus propiedades selladoras en temperaturas de 40° hasta de 230°F. A temperaturas altas moderadas, conserva su forma ya que otros sellos se derriten con el aceite de petróleo. Sin embargo con algunos flúidos sintéticos si se derrite.

SILICON.

El silicón es un elastómero que tiene un porcentaje de temperaturas mucho mayor que el Buna-N y por lo tanto es un material popular para los sellos de los ejes rotatorios y los sellos estáticos en los sistemas que cambian su temperatura de muy fría a muy caliente. Este conserva su forma y su habilidad de sello a 60°F y es generalmente satisfactoria en temperaturas hasta de 400° ó 500°F.

En temperaturas altas, el silicón tiende a absorber el aceite y derretirse. Esto sin embargo, no es una desventaja particular en aplicaciones estáticas. El silicón no se usa para sellos recíprocos ya que este se rompe y desgarra fácilmente. Los sellos de silicón son compatibles con la mayoría de los flúidos, más aún con los flúidos resistentes al fuego que con los de petróleo.

NEOPRENO.

Uno de los primeros elastómeros usados en los sellos de los sistemas hidráulicos era el neopreno. Un material duro, éste aún se usa en sistemas de baja temperatura que usan flúidos de petróleo. A una temperatura mayor de 150°F el neopreno no es bueno como material de sello por su tendencia a vulcanizarse o "cocerse"

PLASTICOS, PLASTICOS-FLUORO Y ELASTOMEROS-FLUORO.

Varios de los materiales de sello se sintetizan al combinar Fluorine con un elastómero o plástico. Estos incluyen Kel-F Vitón A y Teflón. Nylon es otro material sintético con propiedades similares. Seguido es usado en combinación con elastómeros para darles más fuerza. Ambos, nylon y teflón, se usan para reforzar los anillos así como también a los materiales de sello. El teflón, naturalmente, se usa como una cinta para las uniones de la tubería. Todos tienen excepcional resistencia a temperaturas altas (a 500°F) y son compatibles con la mayoría de los flúidos.

PREVINIENDO FUGAS.

Las tres consideraciones generales para prevenir las fugas son:

1.— Diseños para disminuirlas lo más posible (al montar empaques, retornos y sub-platos).

2.— Instalaciones apropiadas.

3.— Controlar las condiciones de funcionamiento.

Veamos cada una brevemente.

DISEÑO ANTI-FUGAS.

Ya hemos visto que al usar conectores de rosca recta y bridas soldadas son menos propensas a fugas que las conexiones de la tubería. Remontaje de válvulas con todas las conexiones hechas permanentemente a una placa de montaje ha hecho una gran diferencia en prevención de fugas y lo hace más fácil para darle servicio a las válvulas (Fig. 4-21). La mayoría de las válvulas hechas actualmente son de diseño remontable (El término empaque-montado fué originalmente usado para este diseño porque los empaques fueron usados en las primeras válvulas remontables. Empaque-montado o sub-placa montada todavía se usa para referirse a las válvulas remontables selladas por sellos O-ring o de cuero cortado).

Una ventaja más del remontado es el uso del distribuidor (Fig. 4-22). Algunos son maquinados y algunos cambian placas de montaje con placas de paso (emparedadas y sujetadas juntas) tomando en cuenta las interconexiones entre las válvulas y así se elimina bastante la plomería exterior.

INSTALACION APROPIADA.

Las recomendaciones para la instalación ya fueron vistas al principio de este capítulo. Una instalación cuidadosa, cuidando de no doblar o romper el sello, generalmente asegura el tener una conexión a prueba de fugas. Los fabricantes recomiendan algunas veces un impulso especial al poner los sellos del eje tipo reborde para asegurar que se instalaron correctamente. Vibraciones o estiramientos en las uniones, los cuales son las causas comunes de la fuga externa se evitan con una buena instalación.

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.

El control que se tenga sobre las condiciones de funcionamiento, son muy importantes para la durabilidad de los sellos. Estos son los factores de funcionamiento que pueden ayudar para evitar las fugas.

1.— Evitar la Contaminación. Una atmósfera contaminada son humedad, polvo o cualquier material abrasivo acorta la duración de los sellos del eje y del vástago del pistón expuestos al aire. Aparatos protectores se deben usar en atmósferas contaminadas. Igualmente importante es el tener un flúido limpio para evitar daños en los sellos interiores.

2.— Compatibilidad del Flúido. Algunos de los flúidos resistentes al fuego atacan y desintegran algunos sellos elastómeros. En efecto, son muy pocos los sellos que son compatibles con todos los flúidos. El abastecedor del flúido puede decirle qué

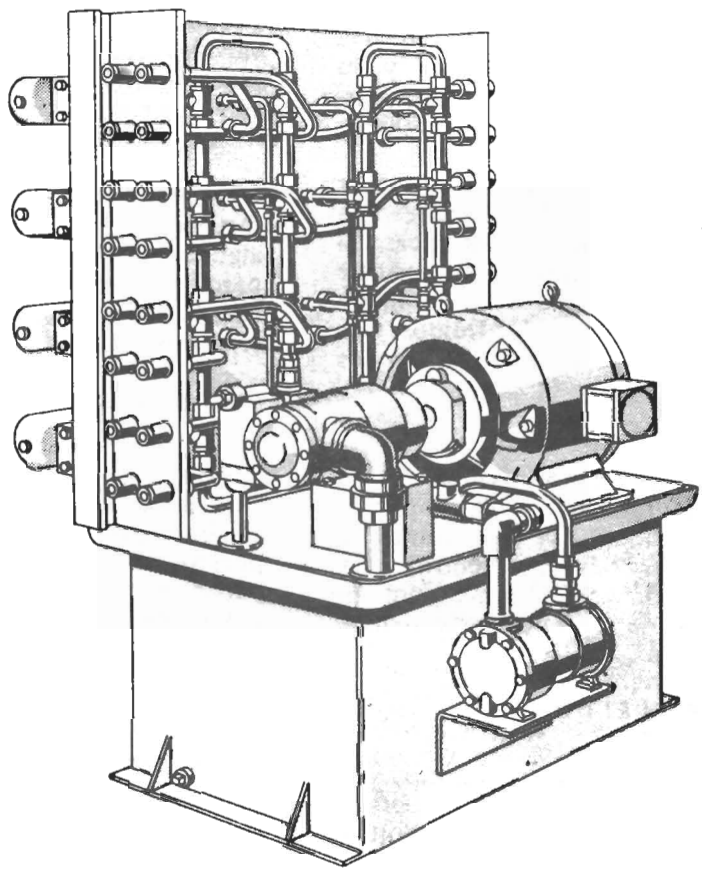


Figura 4-21. El Montaje Posterior de las Conexiones Evita Problemas de Mantenimiento.

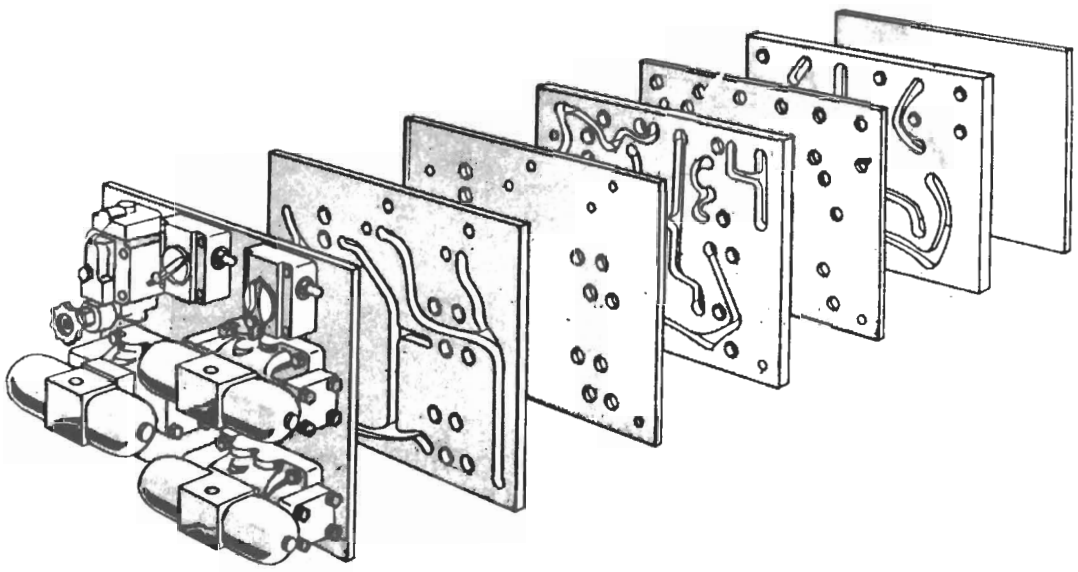


Figura 4-22. El Distribuidor contiene Pasajes Interconectados para Eliminar la Tubería entre las Válvulas.

tipo de sello, con qué tipo de flúido y cuándo cambiar los sellos (Ver capítulo 3). Los aditivos del flúido (añadidos por el operador de la máquina), también pueden dañar algunos sellos y sólo se deben usar bajo la recomendación del abastecedor de flúidos.

3.– Temperatura. En temperaturas extremadamente bajas, puede hacerse muy frágil para que sea efectivo. En temperaturas muy altas, el sello se puede endurecer, ablandarse o derretirse. La temperatura operante debe mantenerse de acuerdo con el porcentaje de temperatura de cada sello.

4.– Presión. Un exceso de presión del flúido de las sobrecargas añade un esfuerzo a los sellos de aceite y puede "volar" el sello y causar la fuga.

5.– Lubricación. Ningún sello jamás debe ser instalado u operado seco. Todos deben ser lubricados o el sello se desgastará y fugará muy rápidamente. Los sellos de cuero deben empaparse en flúido antes de instalarse. Los sellos de elastómero no son tan absorbentes como el de cuero pero debe de dársele una mano de flúido antes de instalarlos.

PREGUNTAS

1.– ¿Cómo se especifica el tamaño de la tubería?

2.– ¿Cuál es el número de cédula estandar para la tubería?

3.– ¿Cómo sella la rosca de la tubería?

4.– ¿Qué ventajas tiene el tubing sobre la tubería?

5.– ¿A qué se refieren el tamaño especificado de la tubería?

6.– ¿Cómo se sellan las conexiones del tubing?

7.– ¿Cómo una manguera flexible contiene presión?

8.– Mencione algunos métodos para limpiar la tubería hidráulica.

9.– Dé dos razones para usar soportes en la tubería.

10.– ¿Qué es un sello positivo?

11.– ¿Qué es una aplicación de sello estático?

12.– Mencione dos sellos actuados por presión.

13.– ¿En dónde se usan los sellos de reborde?

14.– ¿En dónde se usan los sellos de cara?

15.– ¿Qué es un elastómero?

16.– ¿Cuál es la temperatura máxima para un sello de cuero?

17.– Describe las diferencias entre Buna-N y Silicón.

18.– Mencione tres reglas generales para evitar las fugas.

19.– ¿Qué quiere decir remontaje?

20.– Mencione tres factores de funcionamiento que afecten la durabilidad del sello.

CAPITULO 5 TANQUES Y ACONDICIONADORES DEL FLUIDO

Este capítulo explica los acondicionadores del flúido, ésto es: un espacio apropiado para guardar el flúido requerido en un sistema más una reserva, mantener el flúido limpio y mantener la temperatura de funcionamiento apropiada.

Obviamente, el espacio adecuado para el flúido es el depósito de aceite. El flúido se mantiene limpio al usar coladores, filtros y placas magnéticas al grado que se necesite.

El diseño de un circuito tiene un efecto considerable en la temperatura del flúido. Sin embargo a veces se requieren controles para la temperatura, particularmente, en donde la temperatura de funcionamiento es crítica o el sistema no puede disipar todo el calor que se genera.

DEPOSITOS.

El diseñador de los sistemas hidráulicos industriales tiene una ventaja sobre sus compañeros de aeronáutica o equipo móvil. Esta ventaja es la facilidad de diseñar a su gusto el depósito con casi ningún problema en su colocación o su tamaño, el depósito es una pieza que puede ser diseñada para hacer varias funciones: Primero se utiliza como almacén para el flúido hasta que el sistema lo necesita; también debe de tener un lugar para separar el aire del flúido y debe permitir que se asienten los contaminantes. Además, un depósito bien diseñado ayudará a disipar cualquier calor que se genere en el sistema.

CONSTRUCCION DEL DEPOSITO.

Un depósito industrial típico, conforme a los estándares industriales, se muestra en la Fig. 5-1. El tanque se hace de una placa de acero soldado con extensiones de los extremos de los platos deteniendo la unidad en el suelo. Todo el interior del tanque se pinta con un sellador para reducir el moho que se crea con la constante humedad. Este sellador debe ser compatible con el flúido que se va a usar.

El depósito se diseña para darle mantenimiento fácil al flúido. El fondo del tanque es combado y tiene un tapón de drenaje en el punto más bajo para poder vaciar completamente el tanque. - Cubiertas que sean fácilmente removibles, como se muestra para facilitar la limpieza. También es necesario un tubo indicador para estar revisando. (Esto es mucho mejor que estar revisando constantemente, el estar haciendo pruebas o quitando cubiertas).

El llenador debe tener una malla muy fina de acero para evitar la contaminación cuando es llenado el recipiente.

RESPIRADOR.

En la mayoría de los depósitos se usa un respirador en la cubierta, el cual debe tener una malla fina de acero. El filtro-respirador debe ser de tamaño suficiente para permitir controlar la entrada del aire que el flujo necesita para mantener la presión atmosférica, estando vacío o lleno el tanque. En general, mientras más alto es el promedio de flujo, más grande el respiradero. Obviamente, en un depósito presurizado no se usa respiradero. Este es reemplazado por una válvula de aire para regular la presión en el tanque entre los límites ya fijados.

PLACA DEFLECTORA.

Una placa deflectora (Fig. 5-2) se extiende hacia los lados a través del centro del tanque, ésta es usualmente como de 2/3 partes de la altura del nivel del aceite y se usa para separar la línea de la entrada de la bomba, de la línea de regreso, para que así no sea el mismo aceite el que recircula continuamente, y el cual debe hacer una ruta a través del tanque.

Así tenemos que, la placa deflectora (1) evita la turbulencia en el mismo, (2) permite a los materiales extraños asentarse en el fondo (3) y le da la oportunidad al aceite de liberarse del aire y (4) aumenta la facilidad de disipar el calor a través de las paredes del tanque.

CONEXIONES Y AJUSTES DE LA LINEA.

La mayoría de las líneas que tiene el depósito terminan bajo el nivel del aceite. Las conexiones de las líneas de la cubierta frecuentemente están "empacadas" (selladas) con bridas tipo junta-removible. Este diseño evita que el polvo entre a través de las aberturas y facilita el limpiar las coladeras de las líneas de entrada al ser fácil desmontarlas.

Tanto las líneas de entrada como de regreso, deben estar bien abajo del nivel del flúido, de otro modo el aceite se puede aerear y hacer espuma. Sin embargo, las líneas de drenaje pueden terminar arriba del nivel del flúido si es necesario para evitar

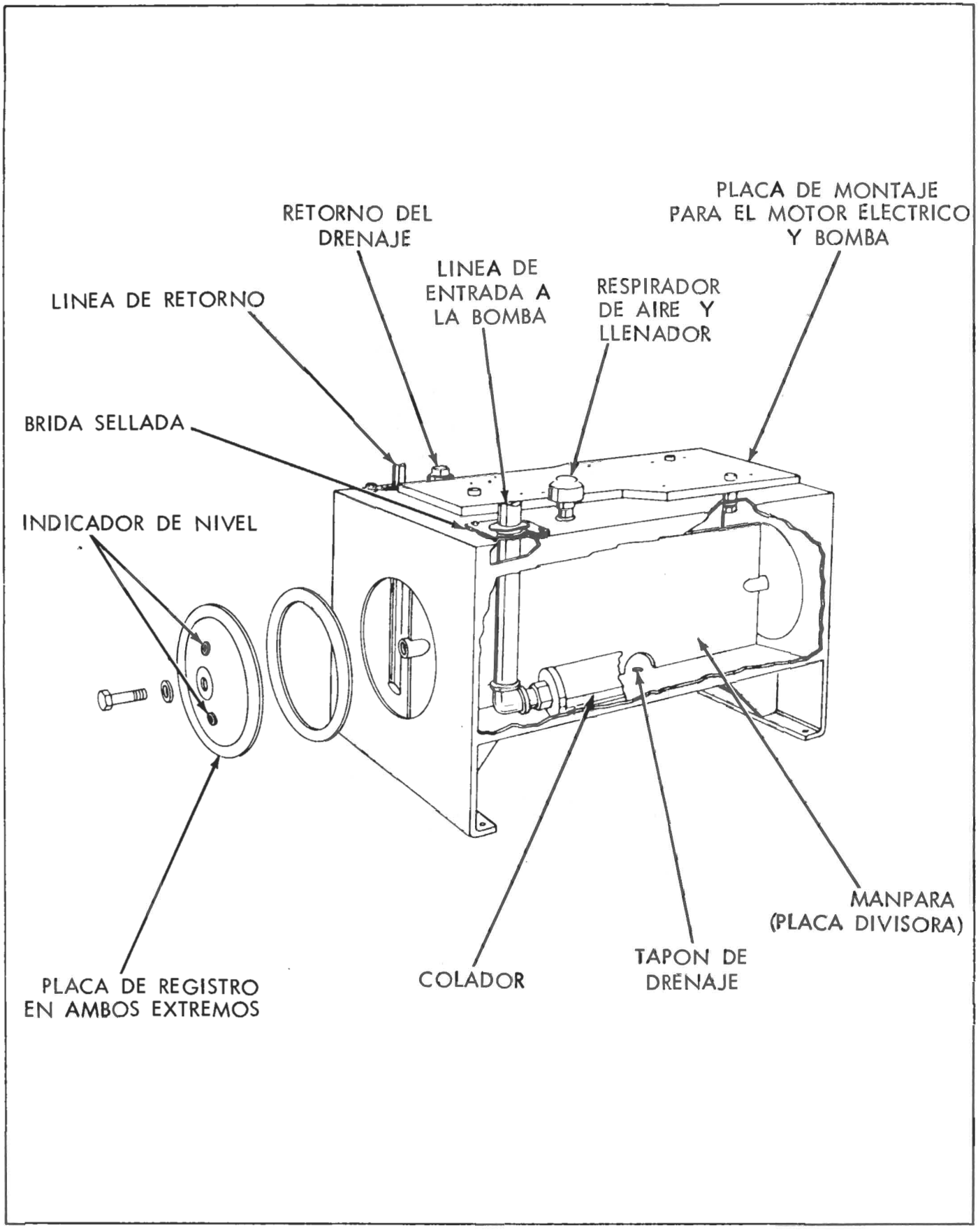


Figura 5-1. El Depósito está diseñado para darle Fácil Mantenimiento.

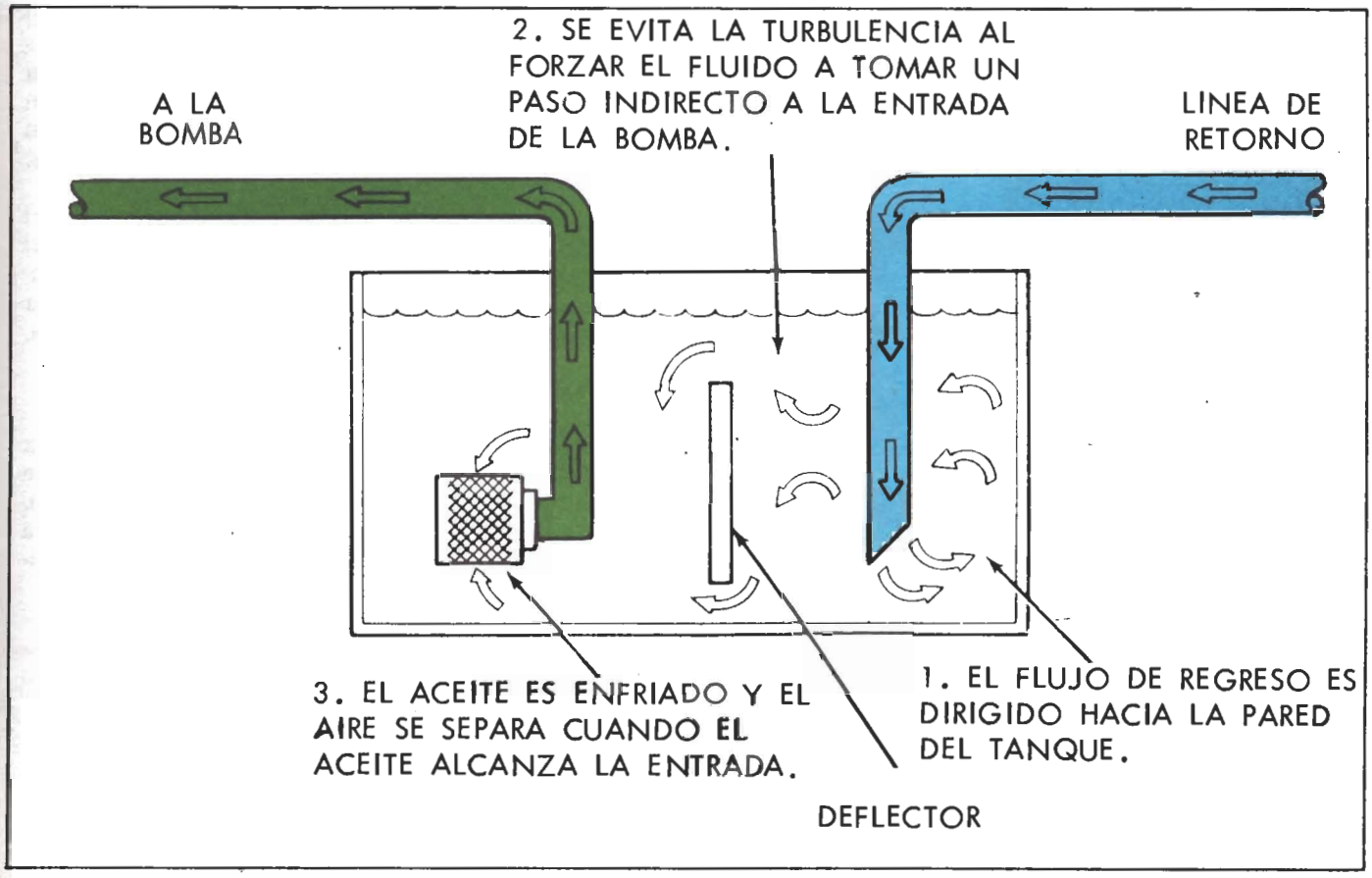


Figura 5-2. El Deflector controla la Dirección del Flujo en el Tanque.

el aumento de presión en los pasos de drenaje o crear sifones. Las conexiones que estén arriba del aceite deben estar perfectamente bien selladas para evitar que entre el aire al sistema. Las conexiones abajo del nivel del aceite necesitan solo estar lo suficientemente apretadas para que no se safen.

Las líneas que terminan cerca del fondo del tanque y no están equipadas con coladores deben ser cortadas en un ángulo de 45 grados. Esto evita que la abertura de la línea tenga una capa de "fundación" en el tanque y que reduzca el flujo. En la línea de regreso, el ángulo de abertura frecuentemente está dirigido para que el flujo sea descargado contra las paredes del tanque y alejado de la entrada de la línea de la bomba.

TAMAÑO DEL DEPOSITO.

Un tanque grande siempre es lo adecuado para enfriar el aceite y separar los contaminantes. Como mínimo, al tanque le debe de caber todo el flúido que el sistema requiere y mantener el nivel lo suficientemente alto para evitar el efecto de un "remolino" en la línea de entrada de la bomba. Si ésto ocurre el aire entrará junto con el flúido.

La expansión del flúido debido al calor que se genera por el funcionamiento del sistema, hace que cambie el nivel del aceite dentro del tanque. El área interna del tanque está expuesta a la condensación de la humedad; ésto junto con la cantidad de calor generado en el sistema son factores que hay que considerar: Al equipo industrial se acostumbra proveerlo con un depósito que tenga dos o tres galones de líquido por cada galón por minuto (gpm) de desplazamiento de la bomba.

Regla General para el Tamaño:

Tamaño del tanque = galones de la bomba. gpm x 2, o gpm x 3.

En los sistemas móvil y de aeroespacio, el beneficio de un depósito grande puede ser que se tenga que sacrificar por las limitaciones de espacio.

FILTROS Y COLADORES.

Los flúidos hidráulicos se mantienen limpios en el sistema principalmente con aparatos tales como filtros y coladores. Los tapones magnéticos (Fig. 5-3) también se usan en algunos tanques para atrapar partículas de fierro o acero que lleva el flúido. Estudios recientes han indicado que aún partículas tan pequeñas como de 1-5 micrones tienen un efecto degradador causando fallas en los sistemas servo y apresurando el deterioro del aceite en muchos casos.

FILTROS O COLADORES.

Probablemente siempre habrá controversia en la

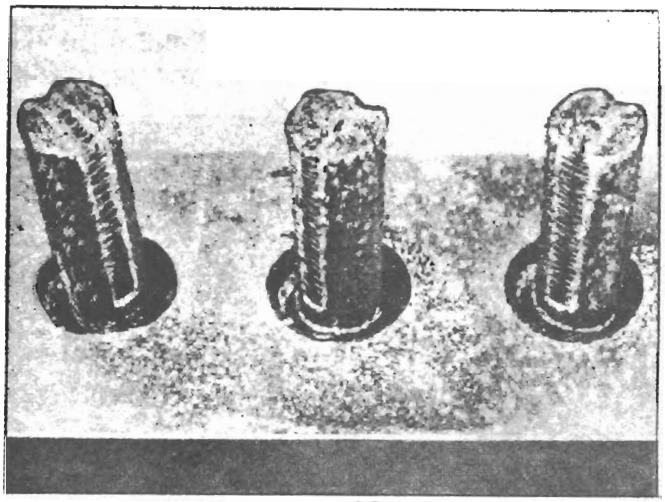


Figura 5-3. Los Tapones Magnéticos atrapan las Partículas de Hierro y Acero.

industria sobre la definición exacta de los filtros y coladores. En el pasado, muchos de estos aparatos se llamaban filtros pero técnicamente clasificados como coladores. Para disminuir la controversia, la Asociación Nacional de Potencia de Flúidos nos dan esta definición:

Filtros: Un aparato cuya función principal es la retención, por medio de un medio poroso de contaminantes insolubles del flúido.

Coladores: Un filtro tosco.

Simplificando, ya sea que el aparato sea un filtro o un colador su función es atrapar los contaminantes del flúido que pasan a través de él. El "Medio Poroso" simplemente se refiere a una malla o material filtrante que permite que el flúido pase a través de él, pero detiene los otros materiales.

PORCENTAJES DE LA "MALLA" Y EL MICRON.

Un simple colador o una tela de alambre son promediados por su "fineza" para filtrar por medio de malla o su cercano equivalente, número de colador estandar. Mientras más alto es el número del colador la malla es más fina.

Los filtros se pueden hacer de muchos otros materiales que no sea la tela de alambre y se promedian como tamaño de micrón. Un micrón es la millonésima parte de un metro o la 39 millonésima de una pulgada. Para comparar, un gramo de sal es cerca de 70 micrones de diámetro. La partícula más pequeña que un ojo muy agudo puede ver es de como 40 micrones.

La figura 5-4 compara varios tamaños de micrones con la malla y el número estandar de los coladores.

PROMEDIOS NOMINALES Y ABSOLUTOS.

Cuando se especifica un filtro de tantos micrones, éste normalmente se refiere al promedio nominal de filtro. El promedio del filtro nominalmente es de 10 micrones, por ejemplo, atrapará la mayoría de las partículas de 10 micrones o más grandes. Sin embargo,sel promedio de filtro absoluto será de un tamaño algo mayor, probablemente de 25 micrones.

Así que, el promedio absoluto es realmente el tamaño de la abertura o poco más grande del filtro. El promedio absoluto es un factor importante solo cuando es indispensable que ninguna partícula de mayor tamaño circule en el sistema.

COLADORES Y FILTROS DE ENTRADA.

En un sistema generalmente hay tres sitios para localizar un filtro. La entrada (Fig. 5-5) la línea de presión (Fig. 5-6) o la línea de regreso (Fig. 5-7). Ambos filtros y coladores se pueden conseguir para líneas de entrada. Los filtros solos se usan generalmente en otras líneas.

La figura 5-8 nos muestra un colador típico del tipo que se instala en las líneas de entrada de la bomba dentro del depósito. Este es algo tosco refiriéndose a filtros, ya que, se hace de una tela fina de alambre. Un colador de malla de 100 apropiado para aceite, protege a la bomba de partículas mayores de 150 micrones de tamaño más o menos.

También hay filtros para líneas de entrada. Normalmente se montan fuera del depósito cerca de la entrada de la bomba. Estos también deben ser relativamente toscos. Un filtro fino (a menos de que sea muy grande) crea más caída de presión de la que se puede tolerar en una línea de entrada.

FILTROS DE LA LINEA DE PRESION.

Algunos filtros han sido diseñados para ser instalados en la línea de presión (Fig. 5-6) y pueden atrapar partículas mucho más pequeñas que los de la línea de entrada. Estos filtros pueden ser usados en donde los componentes del sistema son menos tolerantes al polvo que la bomba, tales como válvulas, este filtro atrapará la contaminación fina cuando el flúido deje la bomba.

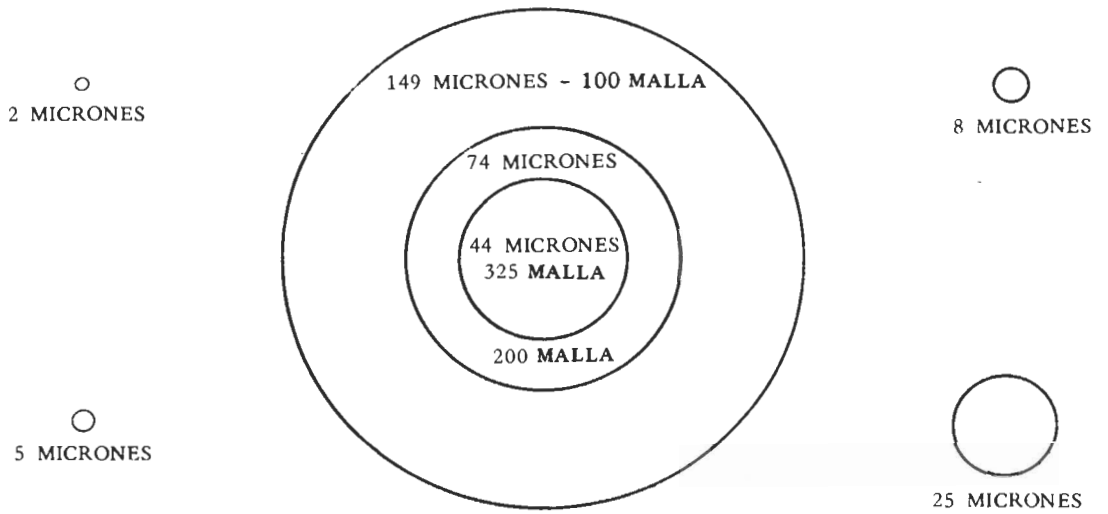
Sin embargo, los filtros de la línea de presión deben estar diseñados para resistir la presión operante del sistema.

FILTROS DE LA LINEA DE RETORNO.

Los filtros de la línea de retorno (Fig. 5-7) también pueden atrapar partículas muy finas antes de que el flúido regrese al tanque. Estos filtros son útiles en los sistemas que no tienen un depósito grande que permita a los contaminantes que se asienten. Un filtro en la línea de retorno es lo mejor en un sistema con una bomba de alto rendimiento que tenga tolerancias muy estrechas la cual usualmente no es suficientemente protegida por un filtro de la línea de entrada.

TAMAÑO RELATIVO DE LAS PARTICULAS EN MICRONES

AMPLIFICADO 500 VECES



TAMAÑO RELATIVO

LIMITE INFERIOR DE VISIBILIDAD (CON LA VISTA)	40 MICRONES
GLOBULOS DE SANGRE BLANCOS	25 MICRONES
GLOBULOS ROJOS DE SANGRE	8 MICRONES
BACTERIAS (COCCI)	2 MICRONES

EQUIVALENTES LINEALES

1 PULGADA	25,4 MILIMETROS	25,400 MICRONES
1 MILIMETRO	.0394 PULGADAS	1,000 MICRONES
1 MICRON	25,400 DE UNA PULGADA	.001 MILIMETROS
1 MICRON	3.94×10^{-5}	.000039 PULGADAS

TAMAÑOS DE LA MALLA

MALLAS POR PULGADA LINEAL	U. S. MALLA No.	ABERTURA EN PULGADAS	ABERTURA EN MICRONES
52.36	50	.0117	297
72.45	70	.0083	210
101.01	100	.0059	149
142.86	140	.0041	105
200.00	200	.0029	74
270.26	270	.0021	53
323.00	325	.0017	44
		.00039	10
		.000019	.5

Figura 5-4. Un Micrón es 39 Millonésimas de una Pulgada.

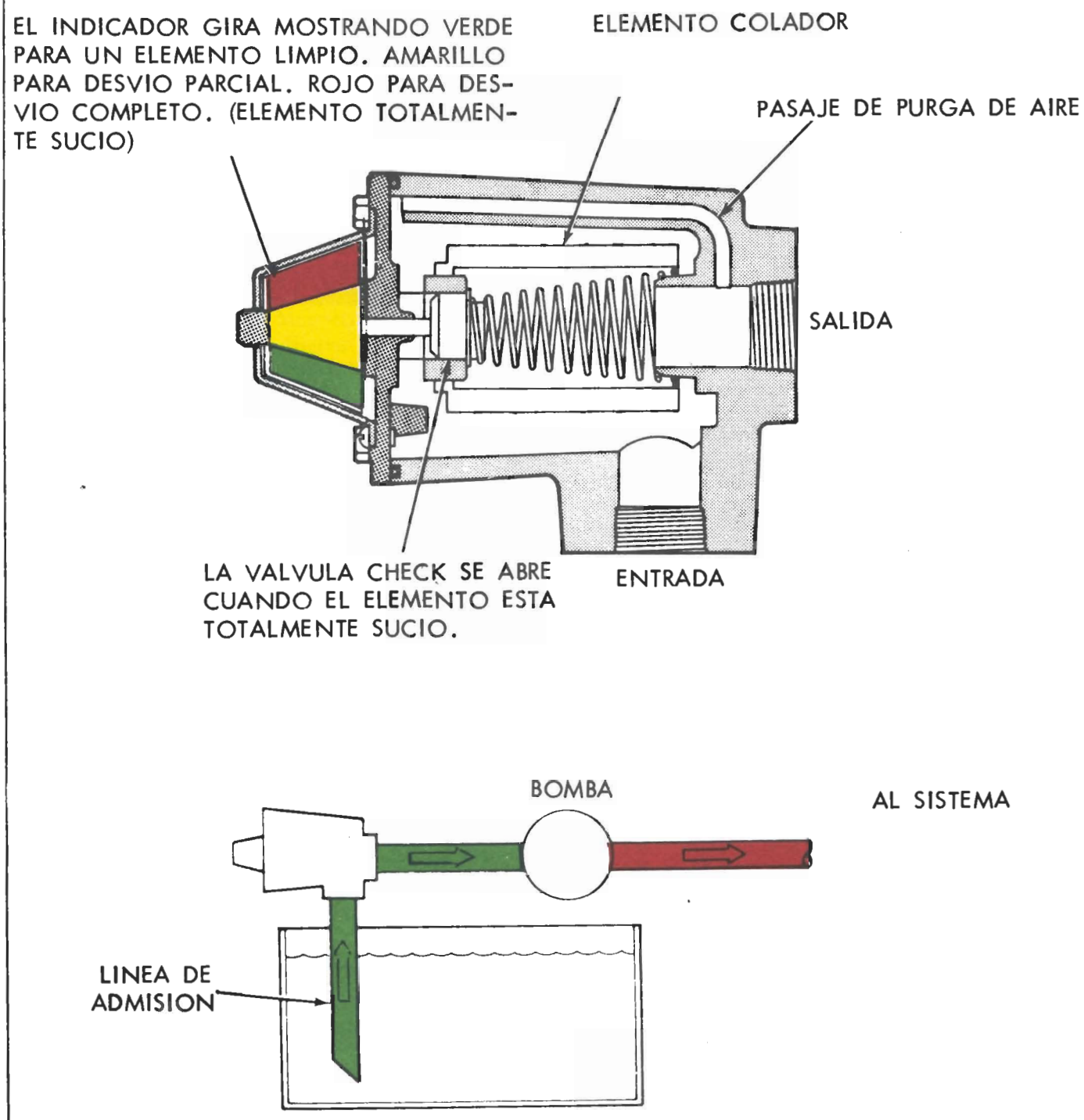


Figura 5-5. El Filtro en la Línea de Entrada Protege a la bomba.

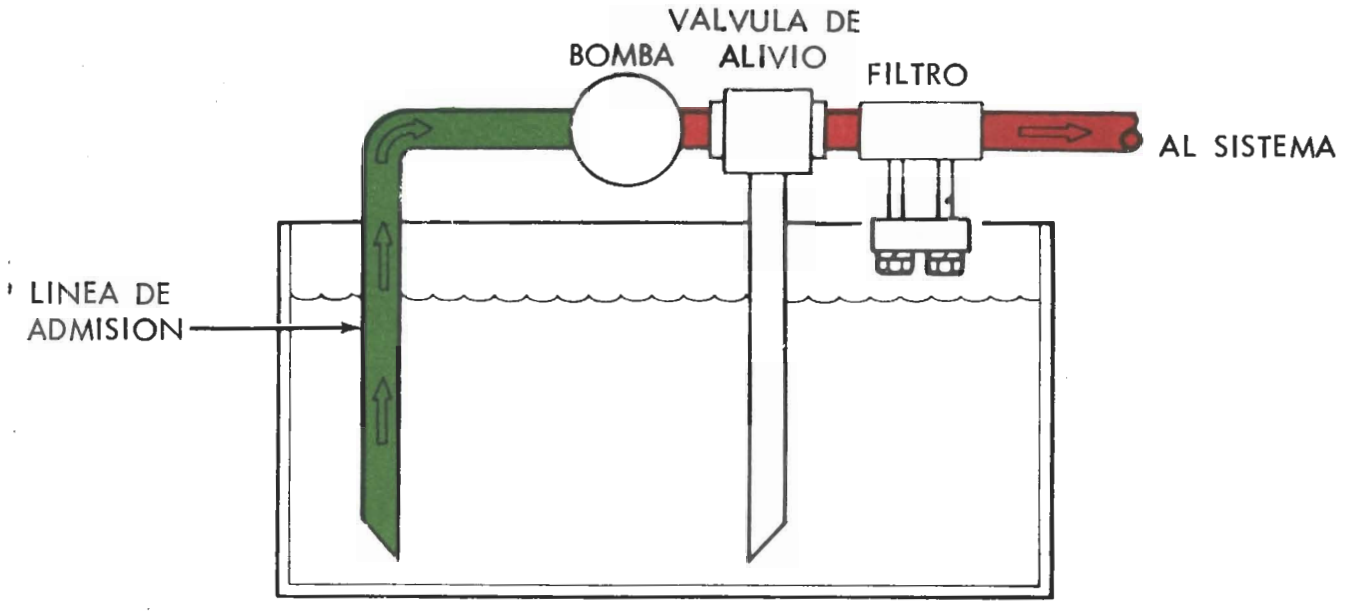


Figura 5-6. El Filtro de Presión está después de la Bomba sobre la Línea de Presión, tal como se Muestra en la Figura.

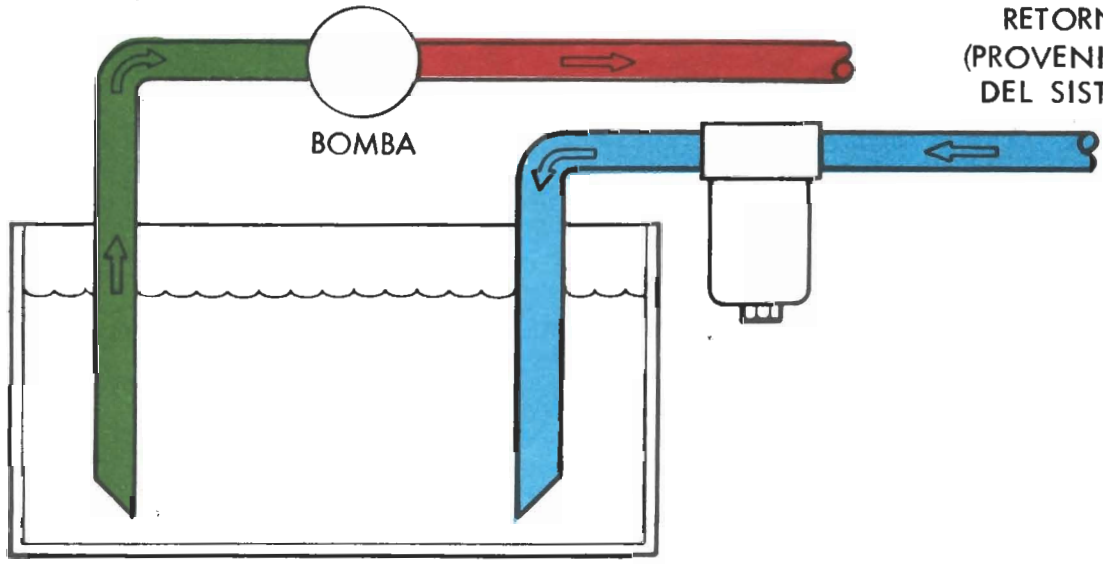


Figura 5-7. El Filtro de la Línea de Regreso evita que se Contamine el Depósito.

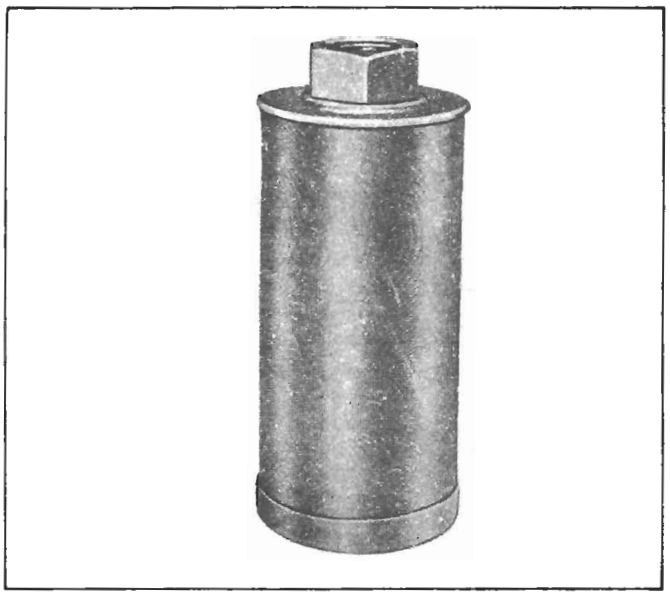


Figura 5-8. El Colador de Admisión está hecho de una Fina Maya de Acero.

MATERIALES FILTRANTES.

Los materiales filtrantes se pueden clasificar así: mecánicos, absorbentes o adsorbentes

Los filtros mecánicos funcionan atrapando partículas entre coladores o discos de metal tejido muy cerrado. La mayoría de los filtros mecánicos son relativamente toscos.

Los filtros absorbentes se usan para los sistemas hidráulicos que requieren una filtración partícula-minuto. Se hacen de una amplia selección de materiales porosos incluyendo papel, pulpa de madera, algodón, estambre y celulosa. Los filtros de papel son impregnados en resina usualmente para fortalecerlos.

Los filtros adsorbentes o activos tales como los de corcho o de Tierra de Füller deben eliminarse en los sistemas hidráulicos, ya que éstos pueden quitar aditivos esenciales al flúido hidráulico.

TIPOS DE LOS ELEMENTOS DEL FILTRO.

Los elementos del filtro se hacen en varias formas, el de tipo superficie (Fig. 5-9) es el más común. Los filtros de superficie se hacen de un material de tejido muy cerrado o de papel trenzado con poros que permiten al flúido pasar a través de él. Un control muy preciso del tamaño del poro es una de las características de los elementos del de tipo superficie.

El tipo de filtro de profundidad (Fig. 5-10) se compone de capas de material o fibras que dan muchos pasos difíciles al paso del flúido. Los poros o pasos varían en tamaño y el grado de filtración depende del promedio de flujo. El aumento en el promedio de flujo tiende a desprender las partículas atrapadas. Este tipo de elemento está limitado generalmente a bajo flujo, a condiciones de baja caída de presión.

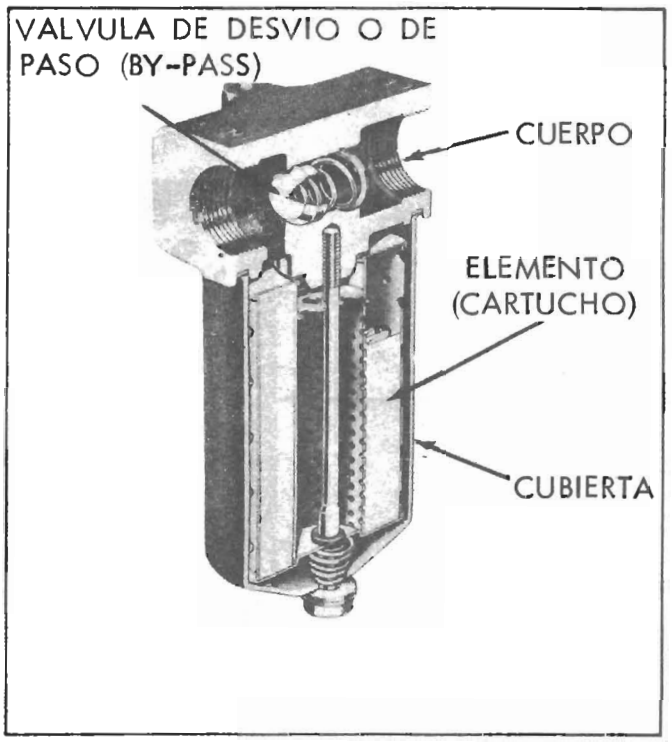


Figura 5-9. El Filtro OFM usa un Elemento Tipo de Cartucho Intercambiable.

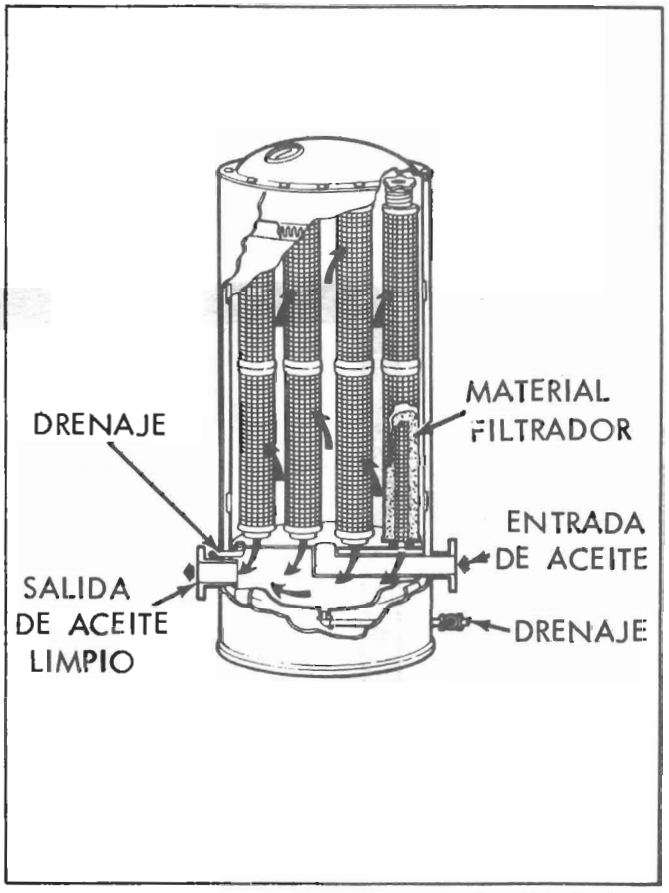


Figura 5-10. Un Elemento Tipo profundidad tiene muchas Capas de Material o Fibra.

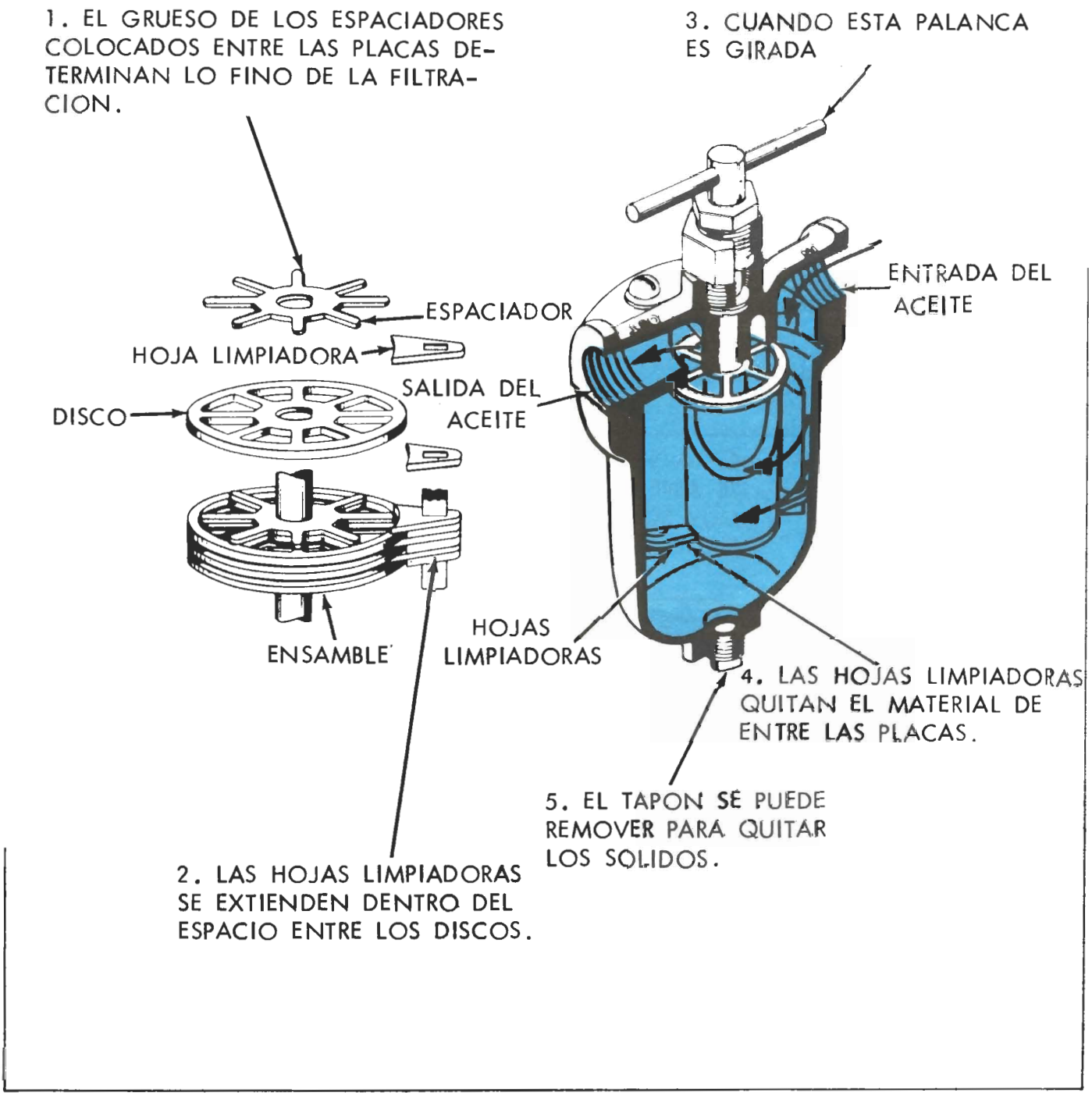


Figura 5-11. El Filtro Tipo de Borde atrapa las Partículas entre las Placas Finamente Espaciadas.

Un filtro tipo orilla (Fig. 5-11) separa las partículas del aceite que fluye entre placas finamente espaciadas. El filtro mostrado muestra las hojas fijas limpiadoras, las cuales raspan los contaminantes almacenados cuando la manija se voltea hacia el elemento.

FILTROS DE FLUJO-COMPLETO.

El decir un filtro de flujo-completo queremos decir que todo el flúido que pasa por la entrada, pasa a través del elemento filtrador. Sin embargo, en la mayoría de los filtros de flujo-completo hay una válvula de desvío ajustada para abrirse a cierta caída de presión y desvía el flúido del filtro. Esto evita que el depósito restrinja mucho al flujo. Los filtros de Vickers de la serie OFM (Fig. 5-12) son de este tipo. Originalmente fueron diseñados para la línea de retorno usados con una filtración de 10 a 25 micrones a través de un elemento tipo superficie (Fig. 5-9). Como se muestra el flúido es de fuera-hacia-adentro, ésto quiere decir de alrededor del elemento a través de él a su centro. El paso de desvío se abre cuando nada del flúido fluye a causa de los elementos contaminantes, sin aumentar la presión. Este elemento se puede cambiar con solo quitar un perno.

FILTROS DE FLUJO PROPORCIONAL.

Un filtro de flujo-proporcional (Fig. 5-13) puede usar el efecto de Venturi para filtrar una parte del flúido que fluye. El aceite puede fluír en cualquier dirección. Ya que cuando pasa por el cuerpo del filtro, la garganta del Venturi crea un aumento de velocidad y una disminución de presión. La diferencia de presión forza algo del aceite a través del elemento para juntarse otra vez en el Venturi.

La cantidad de aceite filtrado es proporcional a la velocidad del flúido. De ahí el nombre de filtro de flujo-proporcional. Los filtros Vickers de la serie OFI son los adecuados en líneas de presión de 3000 psi.

FILTROS TIPO INDICADOR.

Los filtros indicadores (Fig. 5-14) están diseñados para señalarle al operador cuando el flúido necesita de limpieza. El elemento está diseñado de tal modo que se empieza a mover cuando aumenta la presión debido a la acumulación de polvo. Uno de los extremos está unido a un indicador el cual muestra al operador que tan sucio o limpio está el elemento. Otra característica de este tipo de filtro es la facilidad y velocidad con la que éste elemento se puede quitar y cambiar. La mayoría de esta clase de filtros están diseñados para instalaciones de líneas de entrada.

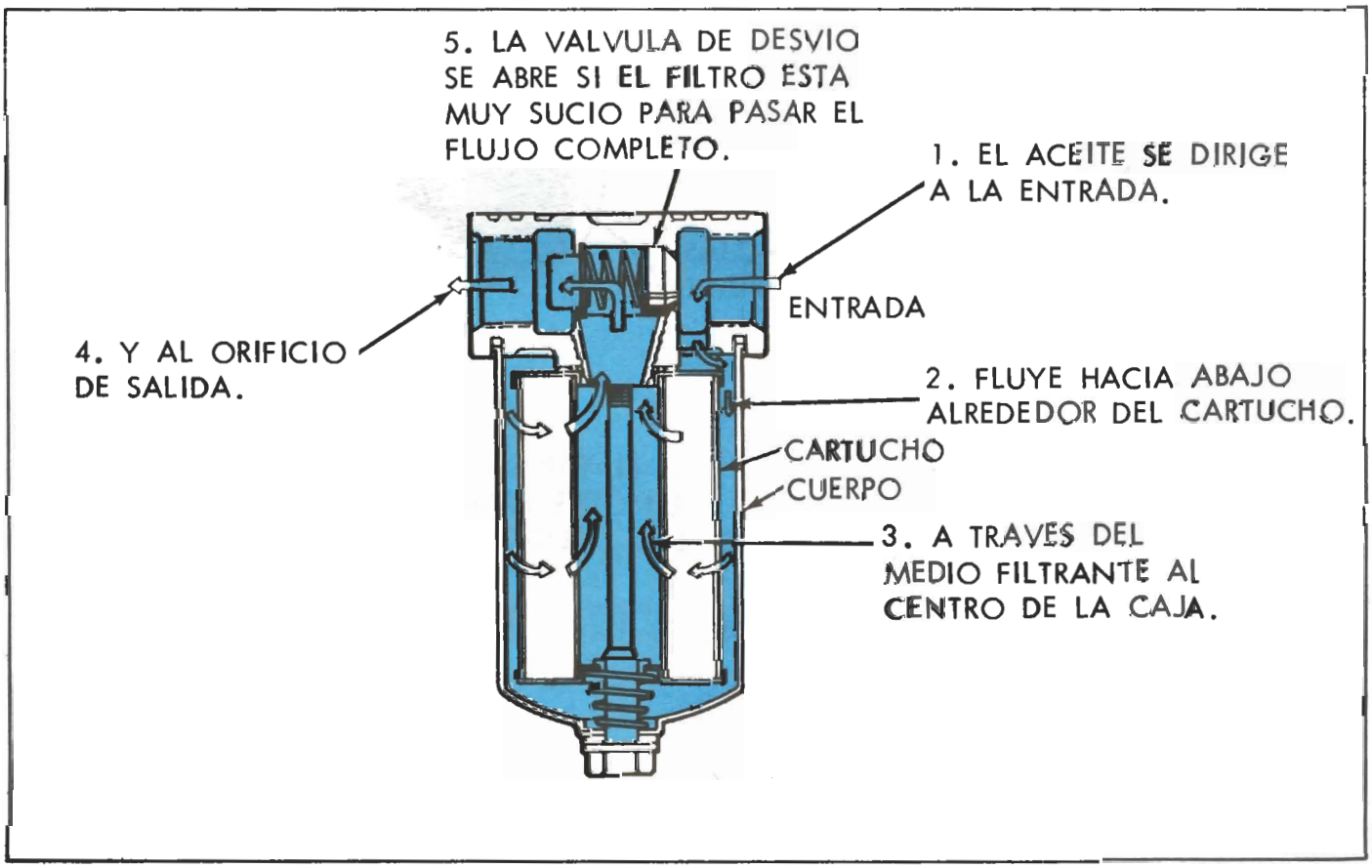


Figura 5-12. Los Filtros OFM pueden Manejar el Flujo Completo.

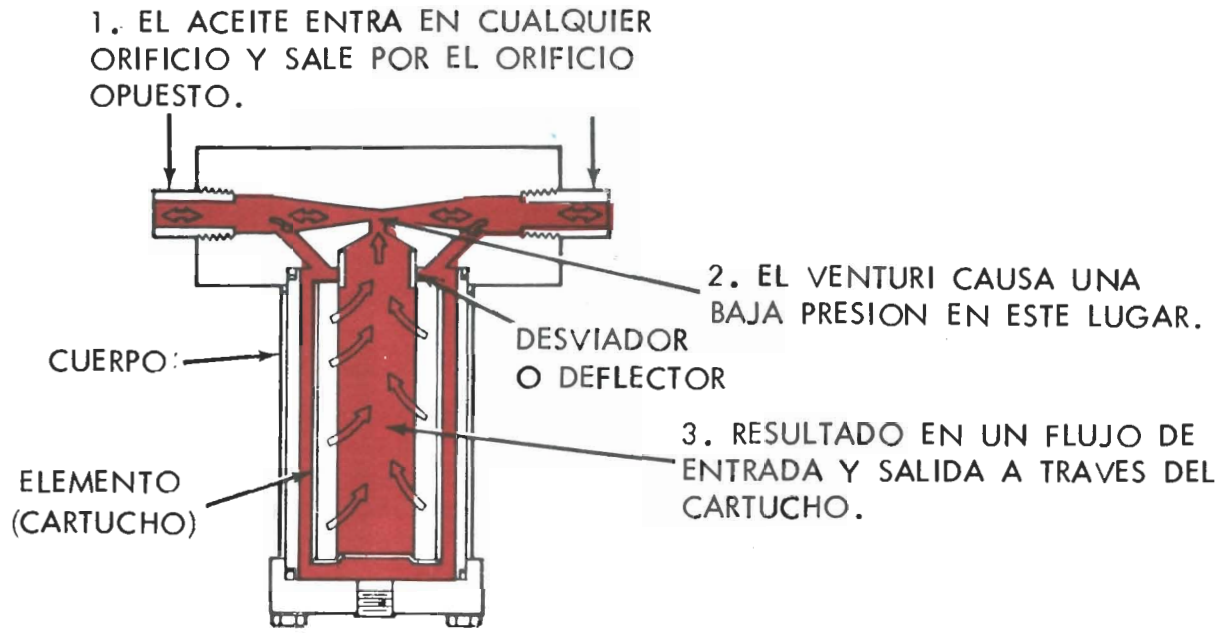


Figura 5-13. El Filtro Proporcional Funciona sobre el Principio de Venturi.

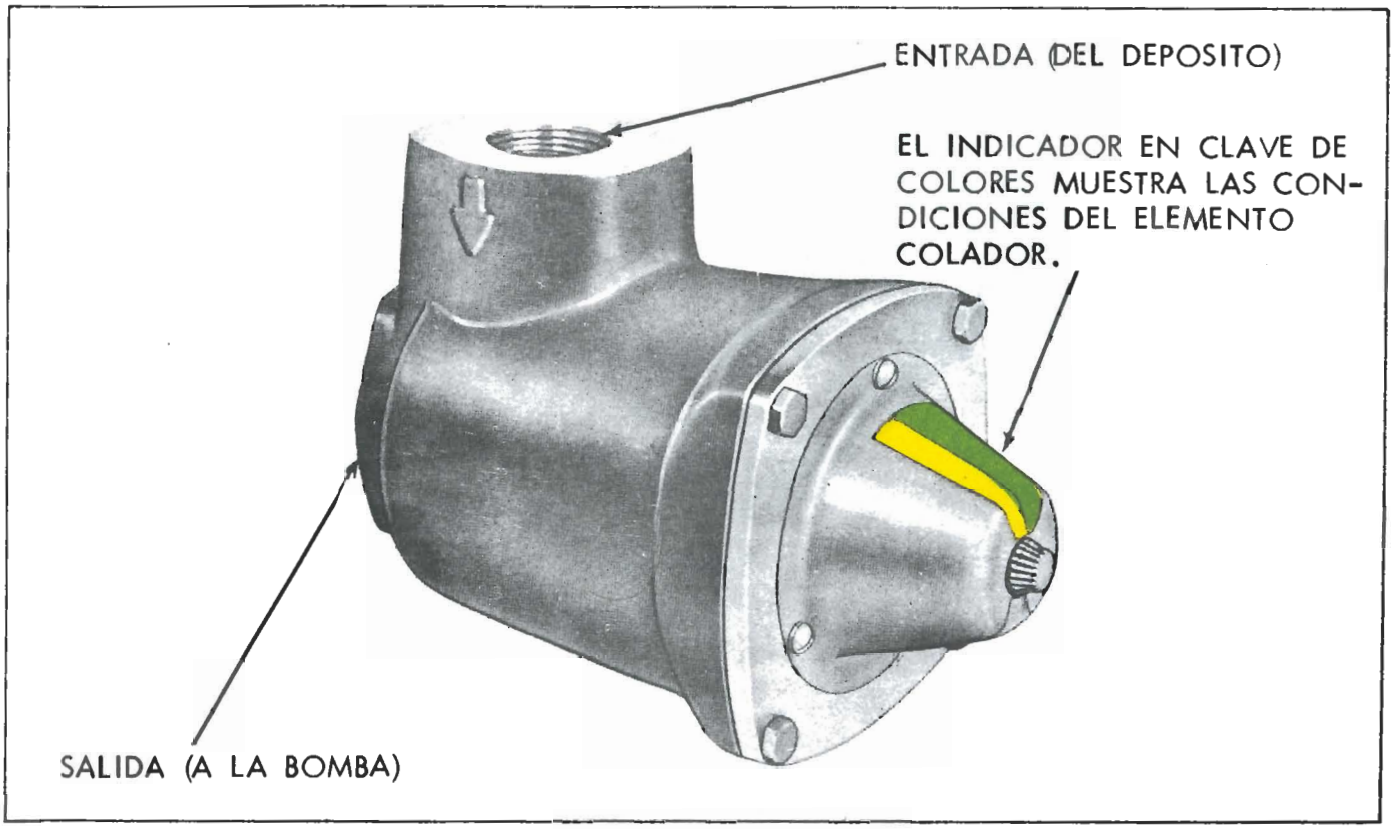


Figura 5-14. Las Señales del Filtro Indican al Operador cuando se debe Limpiar la Malla.

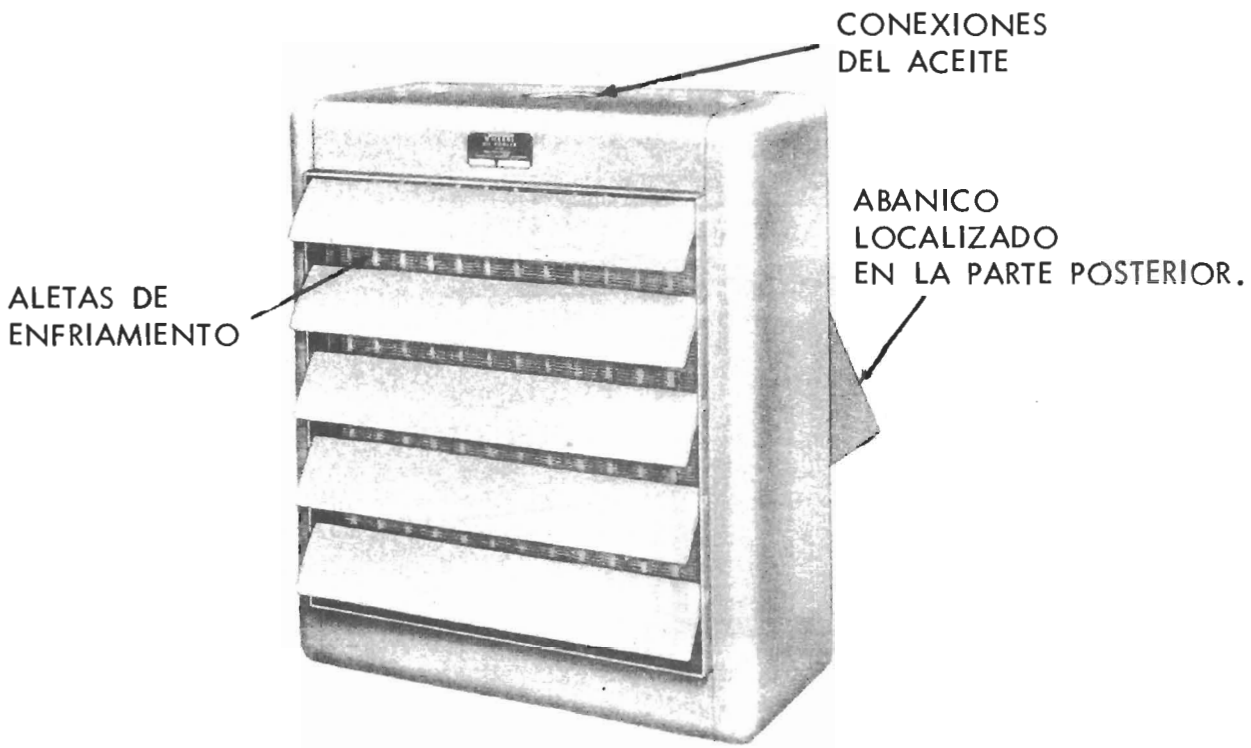


Figura 5-15. Los Enfriadores de Aire usan un **Ventilador de** Motor Impulsor para Aumentar el **Enfriamiento**.

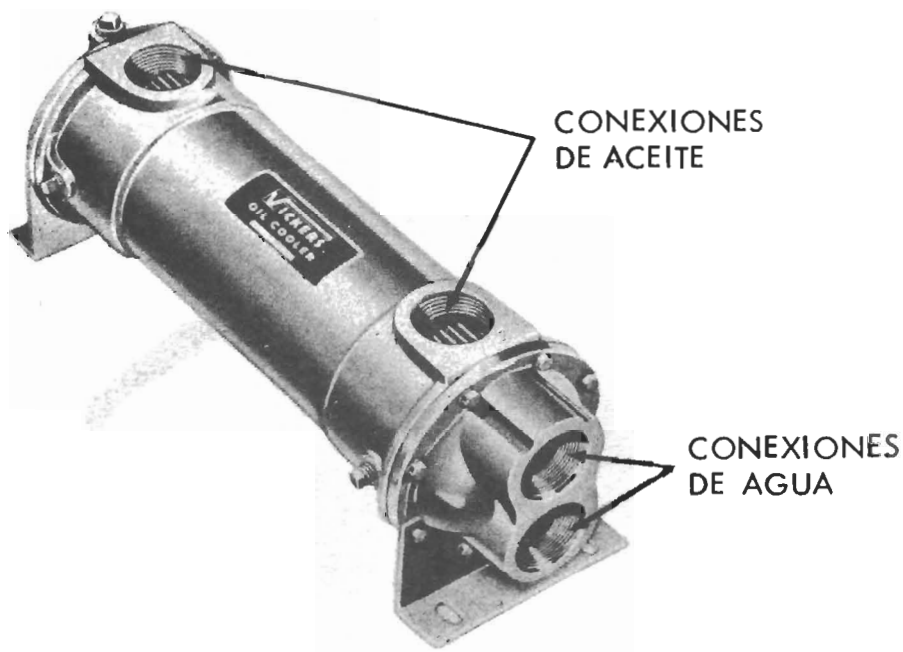


Figura 5-16. Los Intercambiadores de calor acorazado usan agua para Enfriar o Calentar el Aceite.

INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Ya que ningún sistema es 100°/o perfecto y jamás los habrá, el calor es un problema común. Es por esto que acostumbramos a pensar en enfriar cuando el flúido debe tener cierta temperatura. Es más, llamaremos a los dos intercambiadores de calor ilustrados aquí, enfriadores. Estos están diseñados principalmente para enfriar el flúido.

Sin embargo, hay algunas aplicaciones en donde se necesita calentar el flúido. Por ejemplo, algunos flúidos con un índice de baja viscosidad no fluirán bien cuando están fríos y deben ser entibiados y mantenerse tibios por medio de calentadores.

ENFRIADORES DE AIRE.

Un enfriador de aire (Fig. 5-15) se usa en donde no se puede usar agua para enfriar. El flúido se bombea a través de tubos que tengan paletas adheridas. Estas paletas son de aluminio o de algún otro metal que transfiera el calor fácilmente del tubo hacia el aire de afuera. El enfriador puede llevar un ventilador para aumentar la transferencia de calor.

ENFRIADORES DE AGUA.

En el típico enfriador de agua (Fig. 5-16) el agua circula a través de la unidad y alrededor de los tubos que contengan el flúido hidráulico. El agua se lleva el calor del flúido hidráulico y se puede regular termostáticamente para mantener la temperatura deseada. La unidad se puede usar como calentador poniéndole agua caliente en vez de fría.

PREGUNTAS

1.– Mencione tres funciones del depósito.

2.– ¿En dónde debe ser localizado el tapón del drenaje?

3.– ¿Cuál es el mejor método para revisar el nivel del flúido en el depósito?

4.– ¿Cuál es el propósito del respirador del depósito?

5.– ¿Cuál es la función de la placa deflectora?

6.– ¿Porqué se corta la línea de retorno a 45 grados?

7.– ¿Cuál es el tamaño apropiado del depósito para un sistema con una bomba de 5 - gpm?

8.– ¿Qué es un filtro? ¿Un colador?

9.– ¿Cuál es el tamaño micrón para un colador de tela de alambre del 170?

10.– ¿Cuál es el tamaño de un micrón?

11.– ¿Qué quiere decir porcentaje absoluto de micrón?

12.– Mencione tres posibles lugares para instalar un filtro.

13.– ¿Qué tipo de filtro da el tamaño de poro en el elemento para control preciso?

14.– ¿Qué quiere decir filtro de flujo completo?

15.– ¿Cuál es el propósito del tipo de filtro indicador?

CAPITULO 6

ACTUADORES HIDRAULICOS

En este capítulo se estudiará al elemento de salida o actuador, que es por donde comienza realmente el diseño del sistema. El tipo de trabajo a realizar y los requisitos de potencia son los factores que determinan el tipo y tamaño de motor o cilindro que deberá utilizarse. Sólo después de haberse escogido al actuador y luego de determinar su tamaño, se puede seleccionar el resto de los componentes del circuito, a fin de completar el sistema.

CILINDROS.

Los cilindros son actuadores lineales. Por lineales entendemos simplemente que la salida de un cilindro es un movimiento o fuerza, o ambos, en línea recta.

TIPOS DE CILINDRO.

Los cilindros se clasifican como de simple acción o de doble acción y en diferenciales o no diferenciales. Entre sus variantes encontramos los diseños en forma de émbolo o de vástago y pistón; los vástagos además pueden ser sólidos o telescópicos. Las figuras 6-1 a 6-6 ilustran las diferencias, así como el símbolo gráfico para cada tipo.

CILINDRO DEL TIPO DE EMBOLO (FIG. 6-1). Quizás el más sencillo de los actuadores es el de tipo de émbolo. Posee solamente una cámara para flúido y ejerce fuerza en una sola dirección. La mayor parte de ellos van montados verticalmente y su regreso se efectúa por la fuerza de gravedad que actúa sobre la carga. Son muy prácticos en carreras largas y se utilizan en elevadores, gatos y rampas para automóviles.

CILINDRO TELESCOPICO (FIG. 6-2). El cilindro telescópico se utiliza cuando su longitud ya retraido, debe ser más corta de la que se obtendría con un cilindro normal. Se puede usar hasta 4 ó 5 secciones; aún cuando la mayoría son de simple

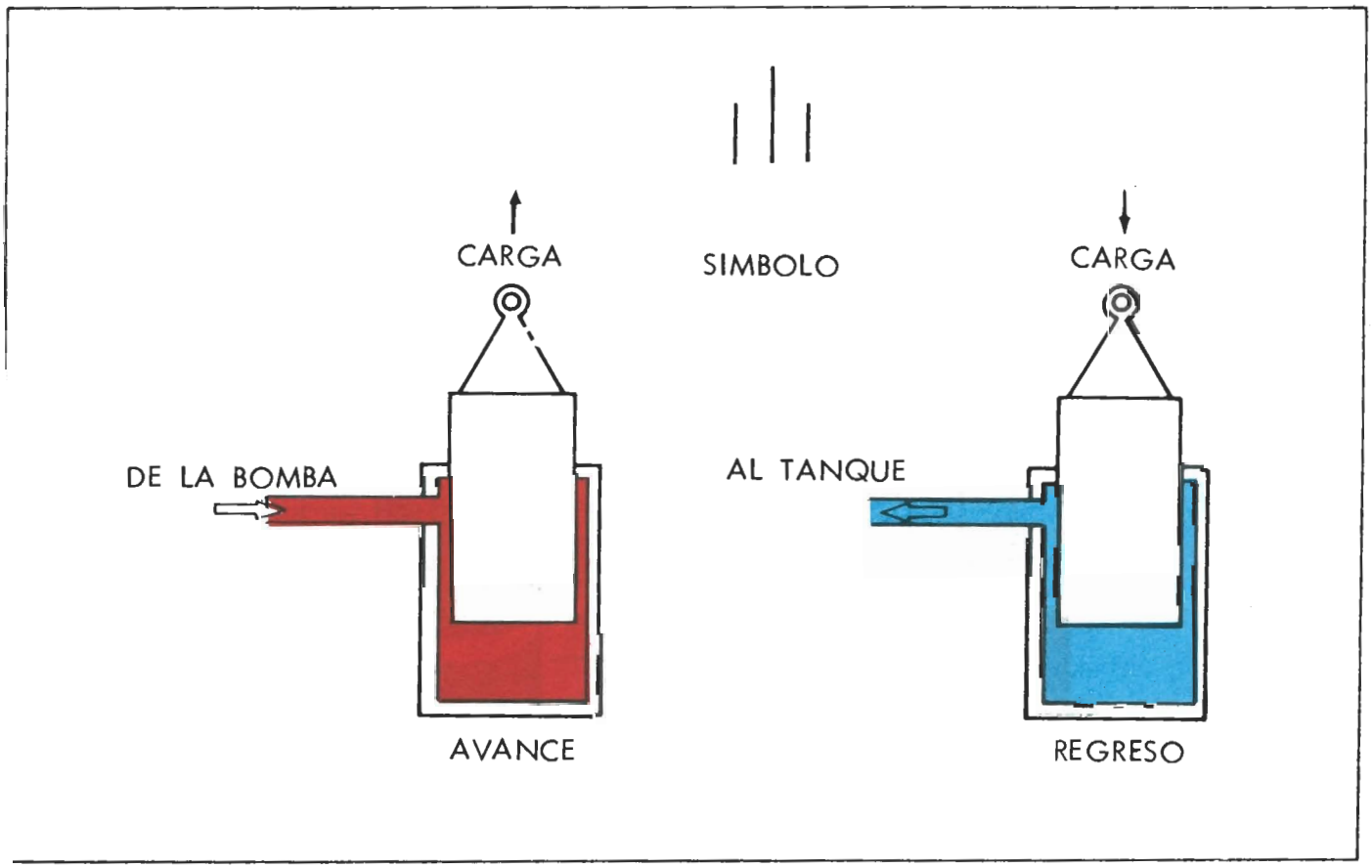


Figura 6-1. El Cilindro tipo Ariete es de Acción Sencilla.

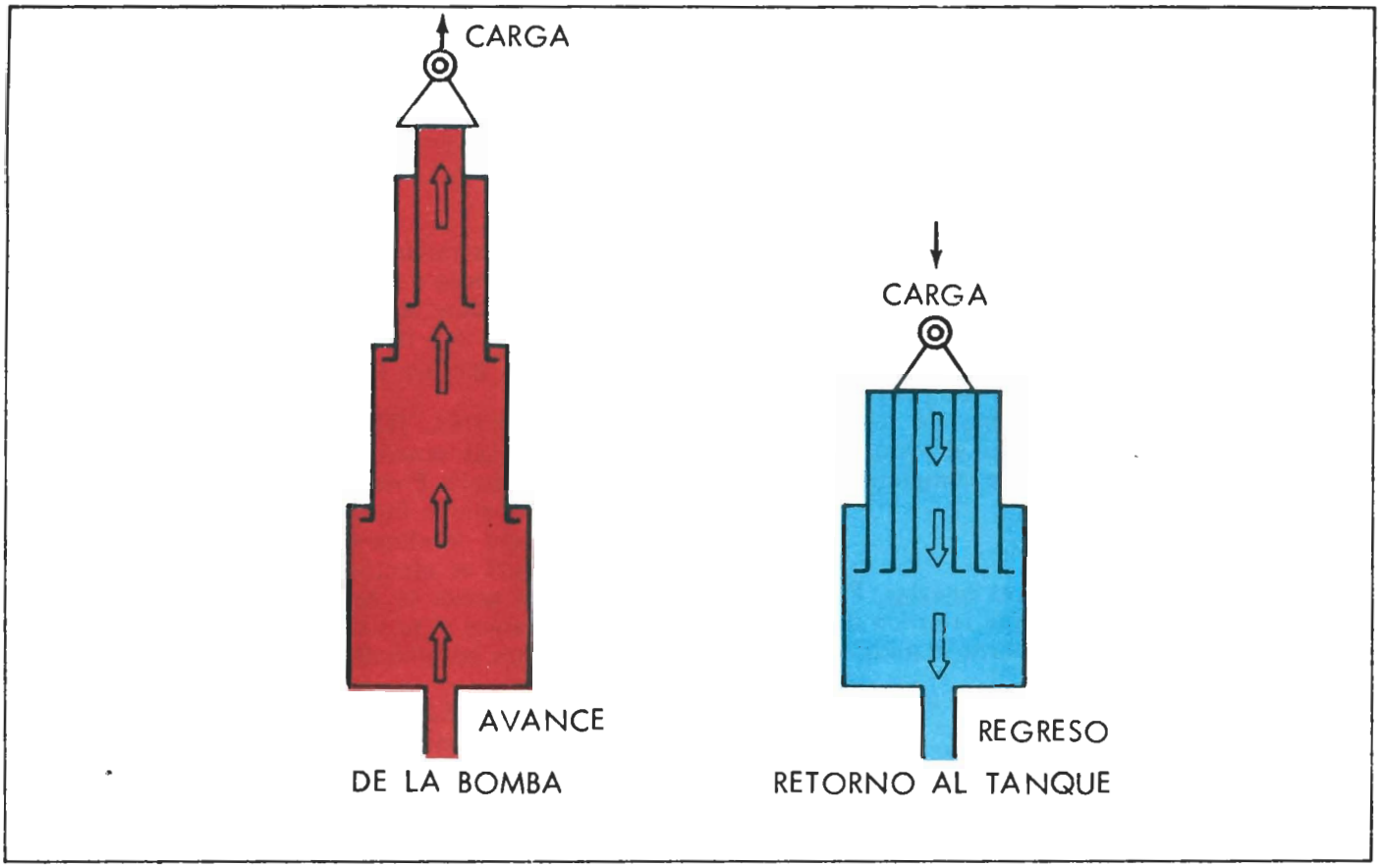


Figura 6-2. La Varilla Telescópica aumenta la longitud de la Carrera.

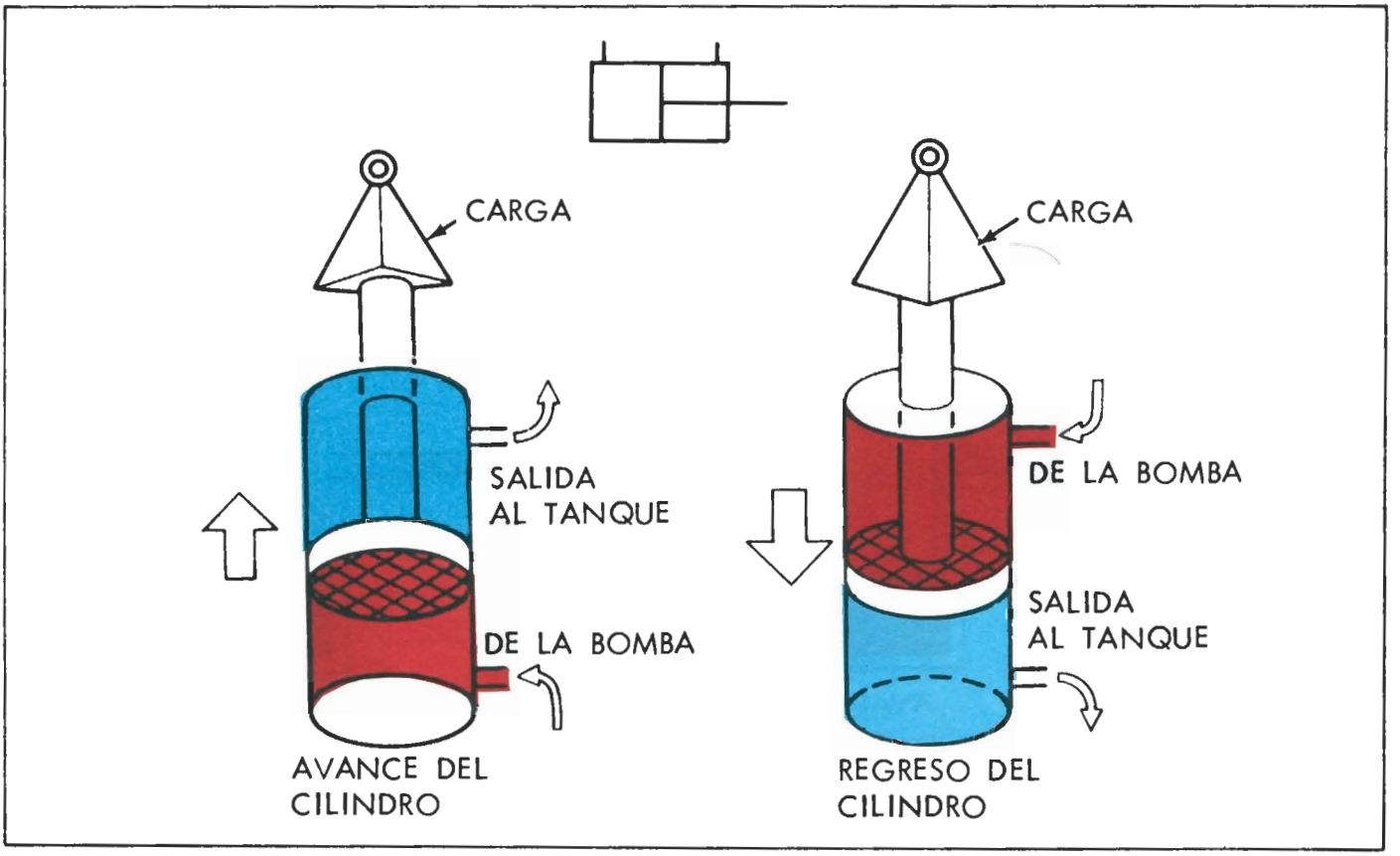


Figura 6-3. El Cilindro Estandar de Doble Acción Tiene dos Carreras de Potencia.

acción, se pueden obtener también unidades de doble acción.

CILINDRO ESTANDAR DE DOBLE ACCION (FIG. 6-3) El cilindro de doble acción se denomina así porque es operado mediante flúido hidráulico en ambas direcciones. Esto significa que es capaz de proporcionar una carrera con potencia en cualquiera de los dos sentidos. El cilindro estandar de doble acción se califica como cilindro diferencial porque las áreas que quedan expuestas a la presión durante los movimientos de avance y retroceso, son desiguales. La diferencia es función del área de la sección del vástago. La carrera de avance es más lenta pero capaz de ejercer mayor fuerza que cuando se retroceden vástago y pistón.

CILINDRO DE DOBLE VASTAGO (FIG. 6-4). Los cilindros de doble vástago se utilizan en aquellos casos en que resulta ventajoso acoplar una carga en cada extremo, o bien, cuando se requiere el mismo desplazamiento en ambas carreras. También éstos cilindros de doble acción se les clasifica como no diferenciales. Al contar con áreas iguales a uno y otro lado del pistón, pueden proporcionar iguales velocidades o fuerzas, o ambas cosas, en cualquier sentido. Cualquier cilindro de doble acción se puede utilizar como unidad de simple acción al drenar el extremo inactivo al tanque.

LA CONSTRUCCION DE UN CILINDRO.

Las partes esenciales de un cilindro (Fig. 6-5) son la camisa o tubo; el vástago y pistón; las tapas de los extremos y los sellos adecuados. Las camisas son generalmente tubo de acero sin costura, bruñido a espejo en su parte interior. El pistón, que normalmente es de hierro o acero fundido, cuenta con sellos que reducen la fuga entre él y las paredes de la camisa. En aquellos casos en que se puede tolerar cierta fuga, se utilizan anillos del pistón del mismo tipo que los usados en aplicaciones automotrices. Para soportar grandes cargas o porcentajes de alimentación muy bajos, frecuentemente se usa un anillo T, o un anillo-O con dos anillos reforzadores en material resistente. Las entradas de aceite del cilindro se encuentran en las tapas de los extremos, que pueden ir directamente fijas al final de la camisa, o afianzadas mediante tirantes y tuercas. El empaque del vástago es del tipo de cartucho, en el que se encuentran tanto el sello propiamente dicho, como el empaque limpiador, a fin de facilitar su substitución.

MONTAJES DE LOS CILINDROS.

Existen diversos montajes (Fig. 6-6) para los cilindros los cuales proporcionan flexibilidad para sujetarlos. Normalmente los extremos del vástago van roscados a fin de poderlos acoplar directamente a la carga, o a manera de poder aceptar una aleta, horquilla u otro dispositivo de acoplamiento similar.

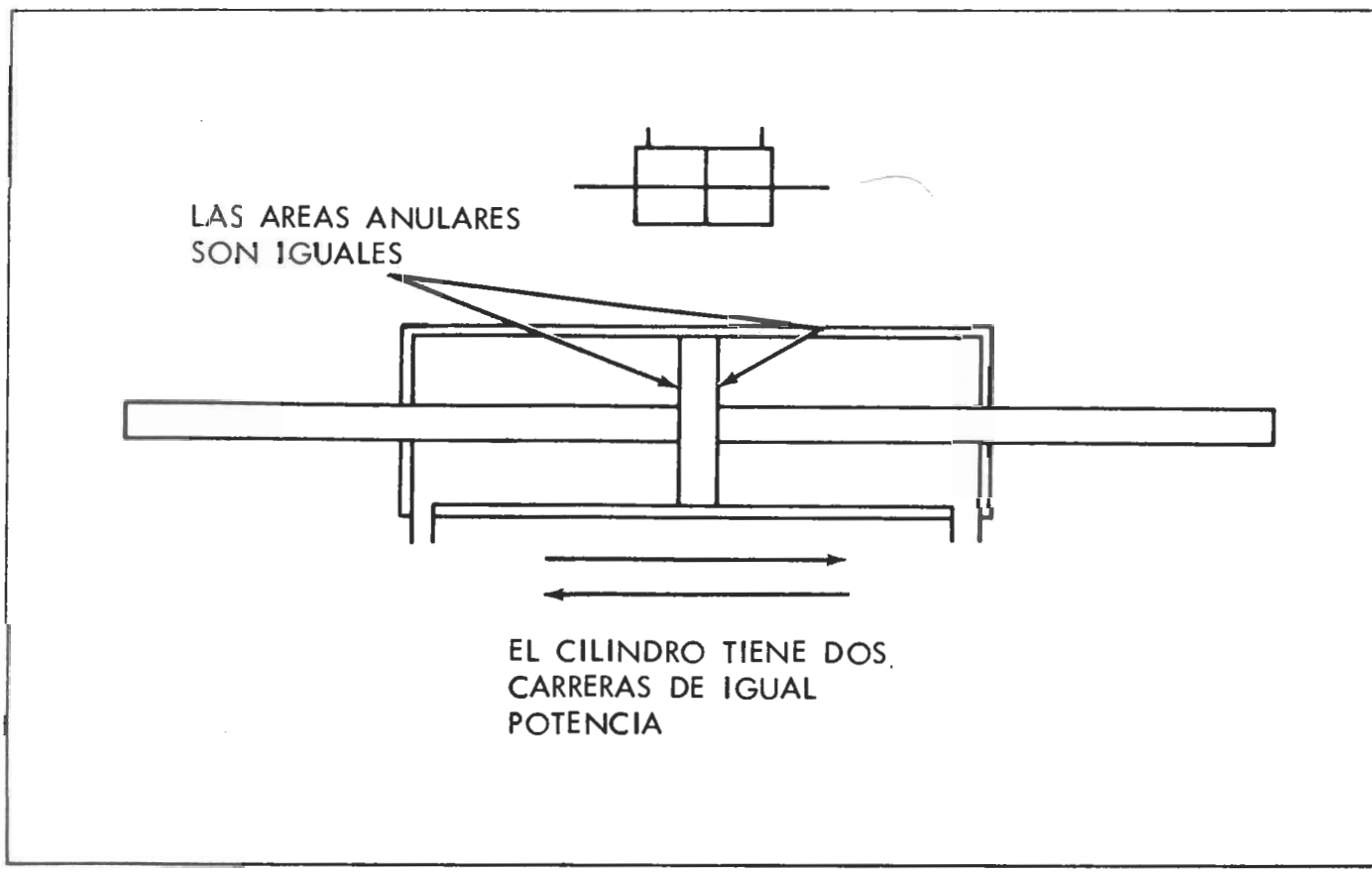


Figura 6-4. El Cilindro de Doble Vástago es de Doble Acción pero no Diferencial.

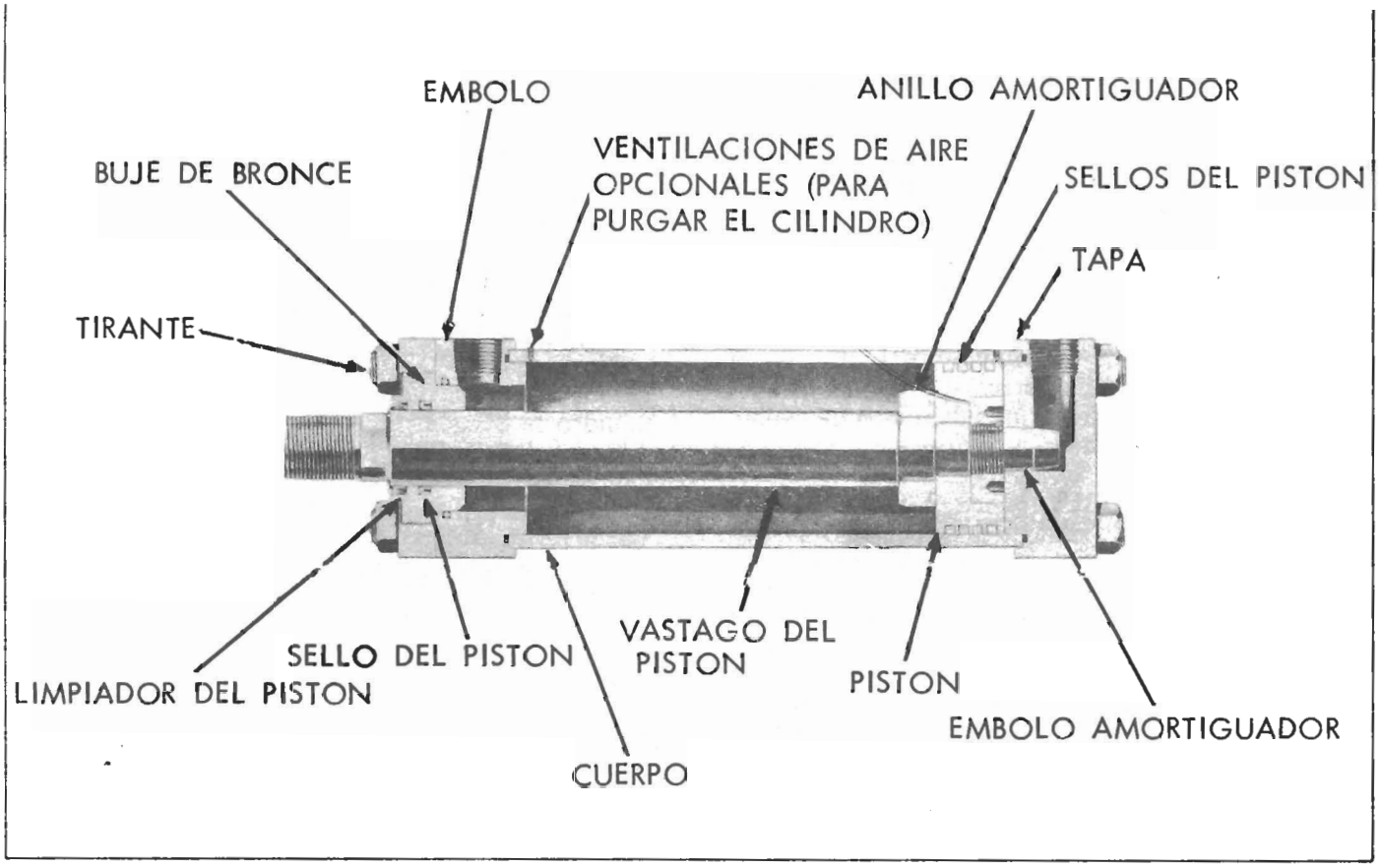


Figura 6-5. Construcción del Cilindro.

ESPECIFICACIONES DE LOS CILINDROS.

A fin de determinar la capacidad de un cilindro debe especificarse su tamaño y la presión a la que puede operar. La mayor parte tiene un vástago de tamaño estandar, aún cuando se pueden obtener vástagos intermedios o pesados. El tamaño del cilindro es el diámetro del pistón y la longitud de la carrera. Tanto la velocidad del cilindro como la fuerza de salida disponible y la presión requerida para una carga determinada, son factores todos que dependen del área del pistón (el cuadrado del diámetro multiplicado por 0.7854). En la carrera de retroceso del pistón, se debe restar el área del vástago.

FORMULAS PARA APLICACION DE CILINDROS.

En el capítulo 1 se obtuvieron los siguientes datos de aplicación, por lo que respecta a cilindros:

Para encontrar la velocidad de un cilindro cuando se conocen su tamaño y el abastecimiento gpm:

$$\text{Velocidad (Pulg x min)} = \frac{\text{GPM} \times 231}{\text{Area efectiva del pistón en pulg. cuad.}}$$

Para encontrar el flujo que se requiere para una velocidad determinada:

$$\text{GPM} = \frac{\text{Area efectiva del pistón en pulg.}^2 \times \text{velocidad}^*}{231}$$

* pulg. x min.

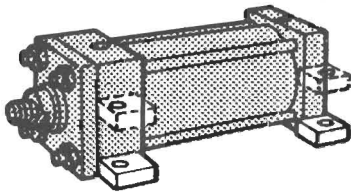
Para encontrar la fuerza de salida para una presión determinada:

$$\text{Fuerza (libras)} = \text{Presión (psi)} \times \text{Area efectiva del pistón (pulg.}^2\text{)}$$

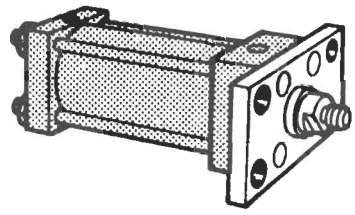
Para encontrar la presión requerida para ejercer una determinada fuerza:

$$\text{Presión (psi)} = \frac{\text{Fuerza (lbs)}}{\text{Area efectiva del pistón (pulg.}^2\text{)}}$$

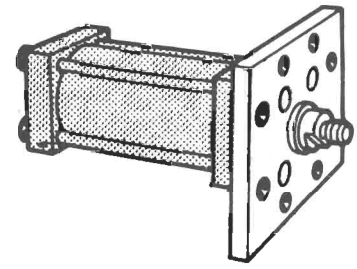
En la Tabla I se resumen los efectos que tienen los cambios en el flujo de entrada, el tamaño y la presión, en las aplicaciones de cilindros.



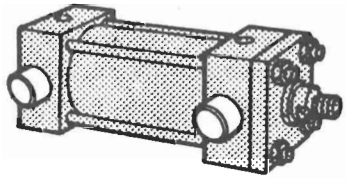
MONTAJE DE
PIE Y OREJAS
EN LA BASE
O EN EL CENTRO



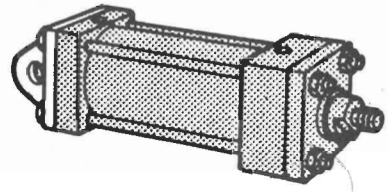
MONTAJE DE PLACA
RECTANGULAR



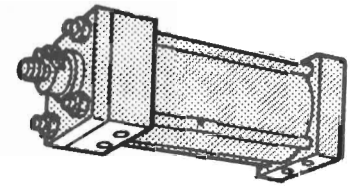
MONTAJE DE PLACA
CUADRADA



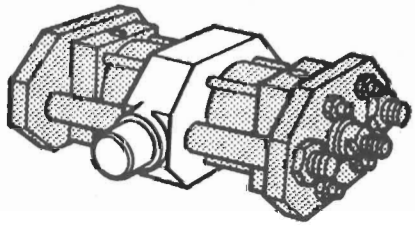
MONTAJE POR MEDIO
DE PIVOTES



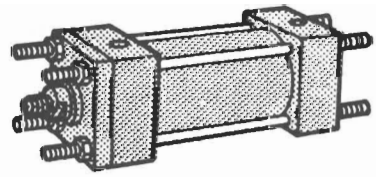
MONTAJE DE ALETA



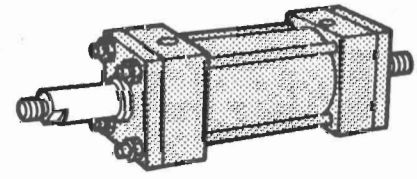
MONTAJE DE
CARA



MONTAJE POR MEDIO
DE PIVOTES
INTERMEDIOS



TIRANTES



VASTAGO DE DOBLE
EXTREMO

Figura 6-6. Montajes del Cilindro.

T A B L A 1

C A M B I O	VELOCIDAD	EFECTO EN LA PRESION DE OPERACION	FUERZA DISPONIBLE DE SALIDA
Aumento del ajuste de la Presión.	No tiene efecto	No tiene efecto	Aumenta
Disminución del Ajuste de la Presión	No tiene efecto	No tiene efecto	Disminuye
Aumento de los GPM	Aumenta	No tiene efecto	No tiene efecto
Disminución del los GPM	Disminuye	No tiene efecto	No tiene efecto
Aumento en el diámetro del cilindro	Disminuye	Disminuye	Aumenta
Disminución en el diámetro del cilindro	Aumenta	Aumenta	Disminuye

En la tabla anterior se supone que la carga de trabajo es constante
En la tabla 2 se da una lista de las áreas de los pistones, fuerzas de salida y velocidades, para diversos tamaños de cilindros.

OPCIONES EN LOS CILINDROS.

Entre el equipo opcional para cilindros se encuentran sellos de anillo para el pistón para operaciones de ciclaje rápido, amortiguadores para desacelerar la carga cerca del final de la carrera y tubos de tope para evitar cargas excesivas en los bujes, debidas a cargas laterales cuando el vástago se encuentra extendido.

AMORTIGUADORES DEL CILINDRO.

Los amortiguadores (Fig. 6-7) se instalan a menudo en uno o ambos extremos de un cilindro a fin de desacelerarlo al llegar cerca del final de su carrera, evitando que el pistón golpee contra la tapa.

La desaceleración comienza cuando el anillo amortiguador ahusado o el émbolo penetran en la tapa y comienzan a restringir el flujo de salida que viene de la camisa al orificio. Durante la última fracción de la carrera, el aceite de descarga se ve forzado a salir a través de un orificio ajustable. El dispositivo de amortiguación incluye, una válvula check para desviar el orificio en la carrera de regreso.

TUBOS DE PARADA.

Un tubo de parada Fig. 6-8 es un espaciador colocado en el vástago del cilindro cerca del pistón en los cilindros de carrera larga. El tubo de parada al disminuir la distancia mínima del pistón al extremo del soporte, da más soporte para cargas laterales en el vástago, y así disminuye las probabilidades de que falle el soporte del vástago.

MOTORES HIDRAULICOS.

Motor es el nombre que generalmente toma un actuador hidráulico rotatorio. En cuanto a construcción, los motores se parecen mucho a las bombas. En vez de empujar el flúido como lo hace la bomba, como un miembro de salida en un sistema hidráulico son empujados por el flúido, y desarrollan una torsión y movimiento rotatorio contínuo. Puesto que tanto el orificio de entrada como el de la salida pueden estar a presión en un momento determinado, la mayoría de los motores hidráulicos se drenan externamente.

PORCENTAJE DE LOS MOTORES.

El porcentaje de los motores se establece en función del desplazamiento (tamaño) la capacidad de torsión y limitaciones máximas de presión.

Desplazamiento es la cantidad de flúido que acepta el motor en una revolución (Fig. 6-9); en otras palabras, es la capacidad de una cámara, multiplicada por el número de cámaras que contenga el mecanismo. El desplazamiento del motor se expresa en pulgadas cúbicas por revolución (Pulg. cub./rev.).

Torsión es el componente de fuerza de la salida del motor. Se define como un esfuerzo torsional o de giro. Para que exista una torsión no necesariamente se requiere de movimiento, pero si la torsión es de la magnitud suficiente como para vencer la fricción y la resistencia de la carga, habrá movimiento.

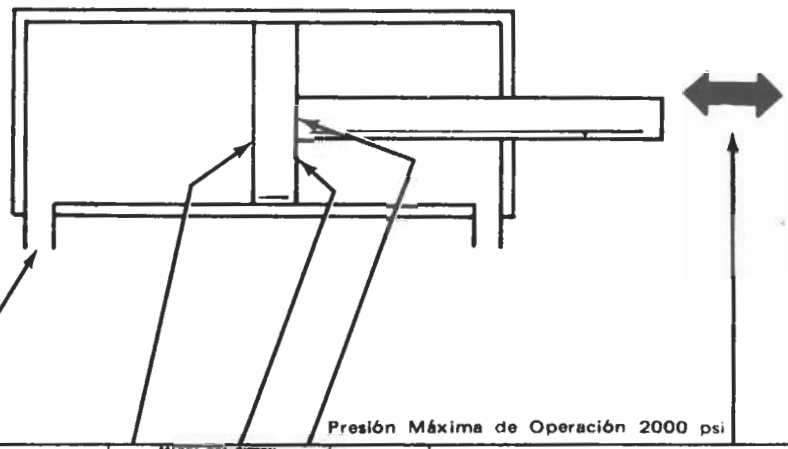
En la figura 6-10 se ilustran los requisitos típicos de torsión para la elevación de una carga mediante una polea. Nótese que la torsión está siempre presente en el eje impulsor, pero es igual a la carga multiplicada por el radio. Una carga determinada impondrá una menor torsión en el eje, si se disminuye el radio. Sin embargo, el radio de mayor tamaño moverá más rápidamente a la carga para una velocidad determinada del eje. La torsión se expresa generalmente en libras pulgada.

La presión que se requiera en un motor hidráulico depende de la carga de la torsión y del desplazamiento. Un motor de gran desplazamiento desarrollará una torsión determinada con menor presión que otra unidad más pequeña. El tamaño y el porcentaje de la torsión de un motor se expresa generalmente en libras pulgadas de torsión por cada 100 psi de presión:

$$\frac{\text{lb. pulg.}}{(100\ \text{psi})}$$

FORMULAS DE APLICACION EN MOTORES.

A continuación se establecen las fórmulas de aplicación para motores hidráulicos, así como para la determinación de los requisitos de flujo y presión.



Presión Máxima de Operación 2000 psi

DIAMETRO INTERIOR DE CILINDRO	TAMAÑO DEL ORIFICIO		VASTAGO O.D.	**AREA DEL PISTON (PULGADAS CUADRADAS)			RELACION AREA DEL PISTON AL AREA ANULAR	FUERZA APROXIMADA DE SALIDA LIBRAS							
								500 PSI		1000 PSI		1500 PSI		2000 PSI	
	ROSCA N.P.T.	*ROSCA DERECHA		AREA DEL PISTON	ANULAR	VASTAGO		EMPUJE	JALAR	EMPUJE	JALAR	EMPUJE	JALAR	EMPUJE	JALAR
1½	1/2"	TUBO DE 5/8" O.D. (ROSCA DE 7/8-14)	5/8" ESTANDAR	1.767	1.460	.307	1.21/1.00	884	730	1767	1460	2651	2190	3534	2920
			1" PESADO		.982	.785	1.80/1.00		491		982		1473		1964
2	1/2"	TUBO DE 5/8" O.D. (ROSCA DE 7/8-14)	1" ESTANDAR	3.142	2.357	.785	1.33/1.00	1571	1178	3142	2357	4713	3535	6284	4714
			1-3/8" PESADO		1.657	1.485	1.90/1.00		828		1657		2485		3314
2½	1/2"	TUBO DE 3/4" O.D. (ROSCA DE 1-1/16-12)	1" ESTANDAR	4.909	4.124	.785	1.19/1.00	2455	2062	4909	4124	7364	6186	9818	8248
			1-3/8 INTERMEDIO		3.424	1.485	1.43/1.00		1712		3424		5136		6848
			1-3/4 PESADO		2.504	2.405	1.96/1.00		1252		2504		3756		5008
3¼	3/4"	TUBO DE 3/4" O.D. (ROSCA DE 1-1/16-12)	1-3/8" ESTANDAR	8.296	6.811	1.485	1.22/1.00	4148	3405	8296	6811	12444	10216	16592	13622
			1-3/4" INTERMEDIO		5.891	2.405	1.41/1.00		2945		5891		8836		11782
			2" PESADO		5.154	3.142	1.61/1.00		2577		5154		7731		10308
4	3/4"	TUBO DE 3/4" O.D. (ROSCA DE 1-1/16-12)	1-3/4" ESTANDAR	12.566	10.161	2.405	1.24/1.00	6283	5080	12566	10161	18849	15241	25132	20322
			2" INTERMEDIO		9.424	3.142	1.33/1.00		4712		9424		14136		18848
			2-1/2" PESADO		7.666	4.900	1.64/1.00		3833		7666		11500		15332
5	3/4"	TUBO DE 1" O.D. (ROSCA DE 1-5/16-12)	2" ESTANDAR	19.635	16.493	3.142	1.19/1.00	9818	8246	19635	16493	29453	24739	39270	32986
			2-1/2" INTERMEDIO		14.735	4.900	1.33/1.00		7367		14735		22102		29470
			3-1/2" PESADO		10.014	9.621	1.96/1.00		5007		10014		15021		20028
6	1"	TUBO DE 1" O.D. (ROSCA DE 1-5/16-12)	2-1/2" ESTANDAR	28.274	23.374	4.900	1.21/1.00	14137	11687	28274	23374	42411	35061	56548	46748
			3-1/2" INTERMEDIO		18.653	9.621	1.52/1.00		9326		18653		27979		37306
			4" PESADO		15.708	12.566	1.80/1.00		7854		15708		23562		31416
7	1-1/4"	TUBO DE 1-1/2" O.D. (ROSCA DE 1-7/8-12)	3" ESTANDAR	38.485	31.416	7.069	1.23/1.00	19242	15708	38485	31416	57728	47124	76970	62832
			4" INTERMEDIO		25.919	12.566	1.48/1.00		12959		25919		38878		51838
			5"" PESADO		18.850	19.635	2.04/1.00		9425		18850		28275		37700
8	1-1/2"	TUBO DE 1 1/2" O.D. (ROSCA DE 1-7/8-12)	3-1/2" ESTANDAR	50.265	40.644	9.621	1.24/1.00	25133	20332	50265	40644	75398	60966	100530	81288
			4-1/2" INTERMEDIO		34.361	15.904	1.46/1.00		17180		34361		51541		68722
			5-1/2" PESADO		26.507	23.758	1.90/1.00		13253		26507		39760		53014

* Las conexiones de rosca derecha se pueden conseguir sobre pedido.

Los valores de la fuerza al "jalón" se aplican en ambas direcciones para cilindros con doble vástago.

** El desplazamiento de fluido por pulgada de carrera es el mismo valor (en pulgadas cúbicas) como el área del pistón (en pulgadas cuadradas)

Tabla 2

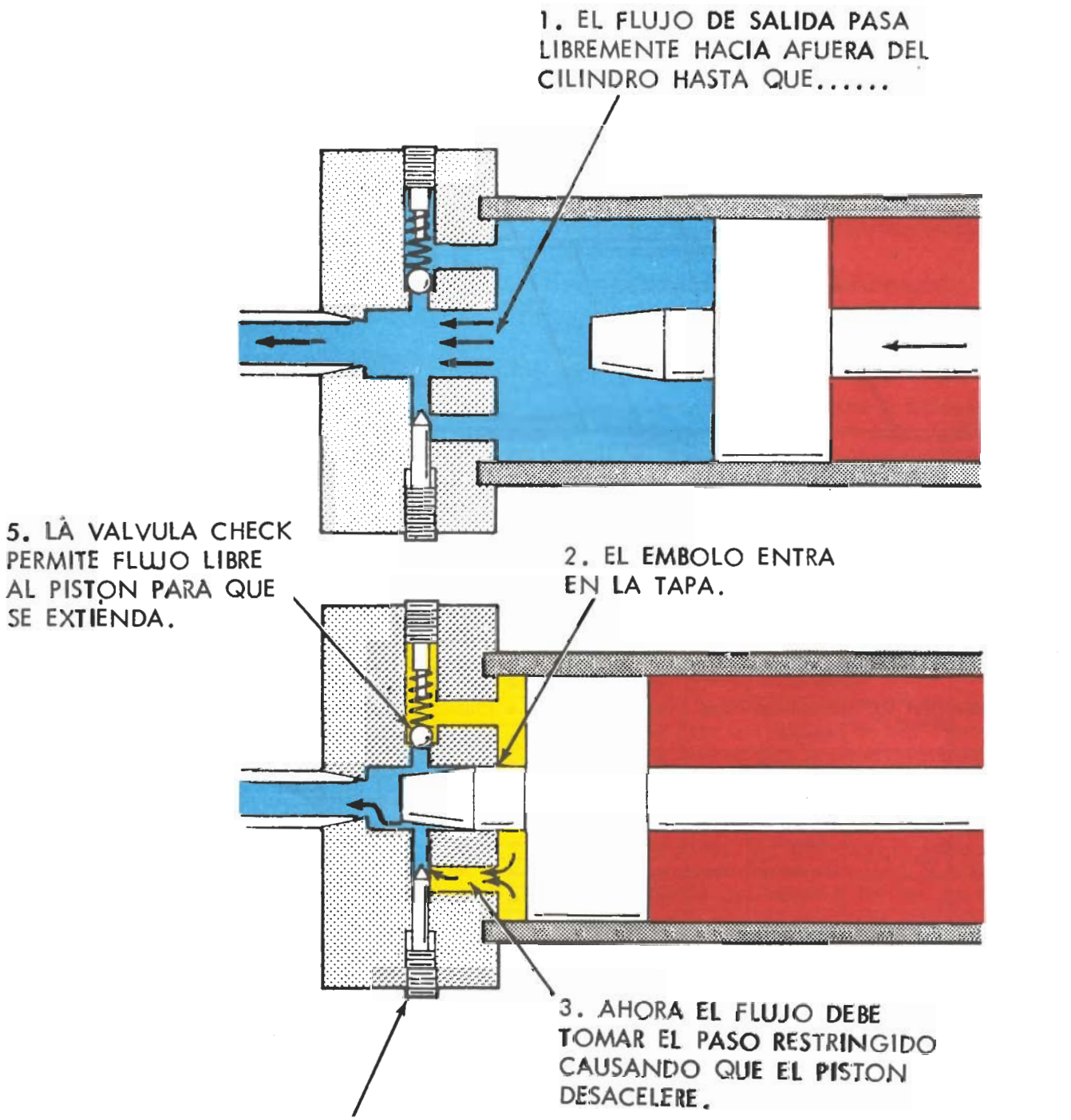


Figura 6-7. Amortiguadores del Cilindro.

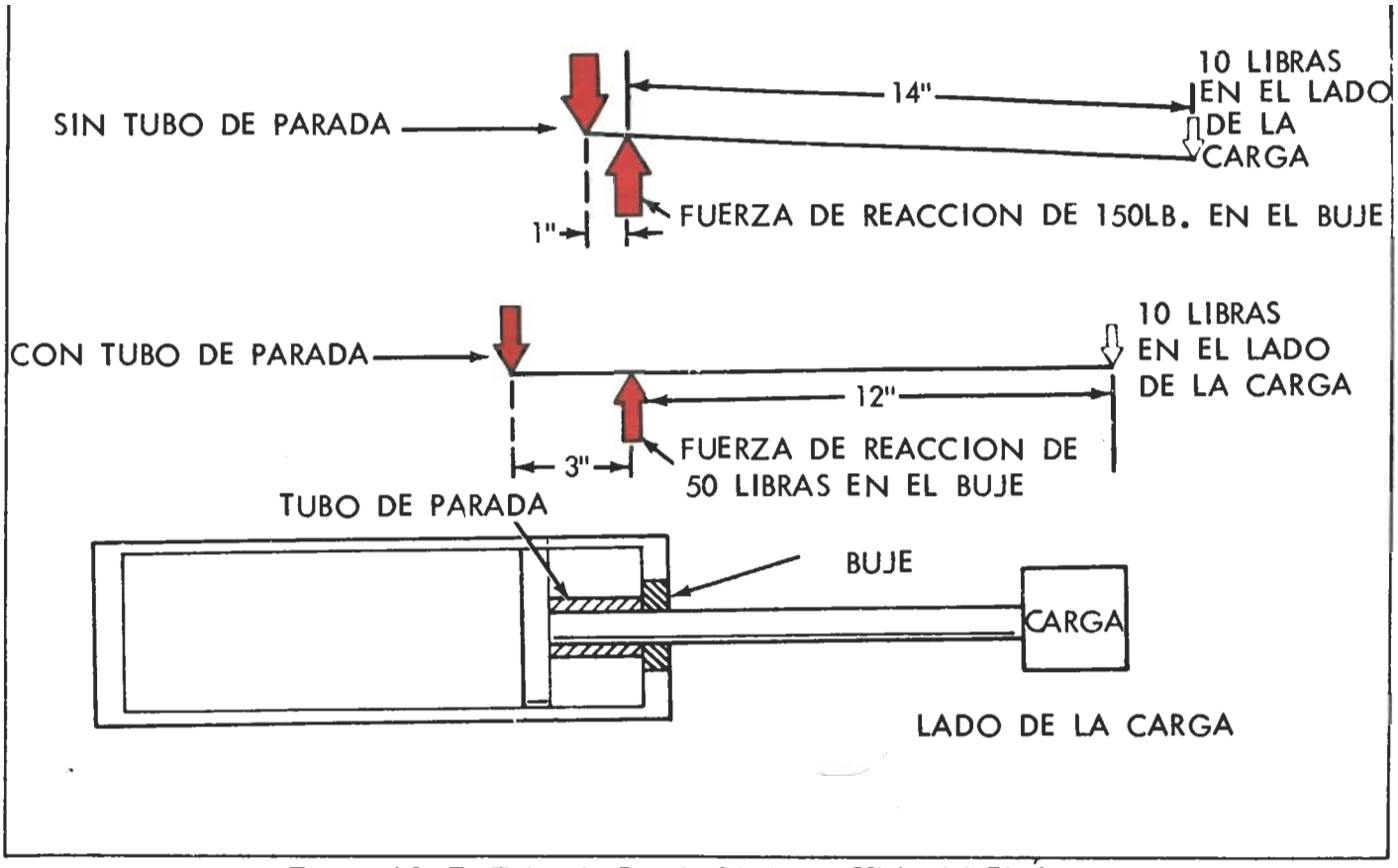


Figura 6-8. El Tubo de Parada Limita el Viaje del Pistón.

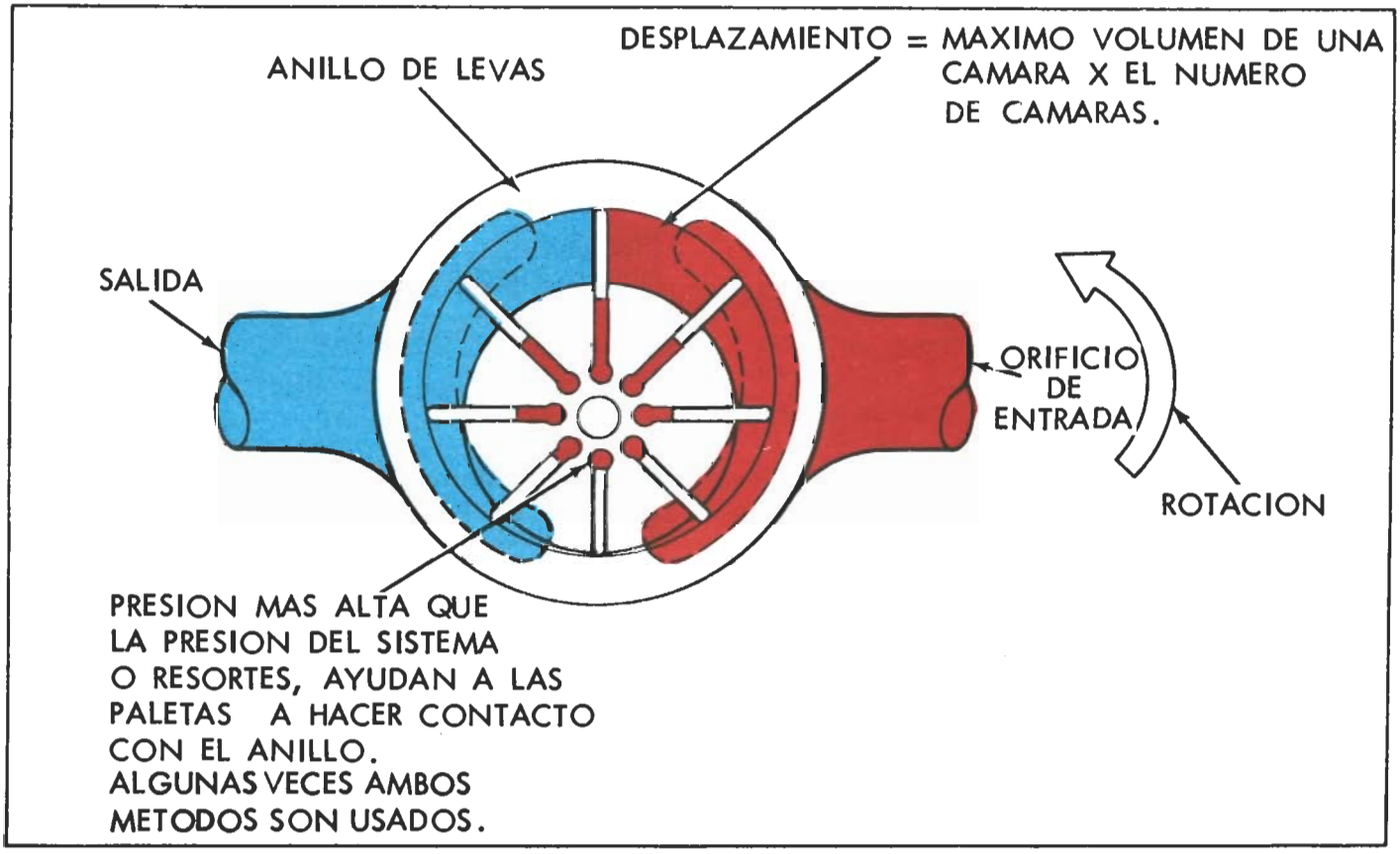


Figura 6-9. El Desplazamiento del Motor es la capacidad por Revolución.

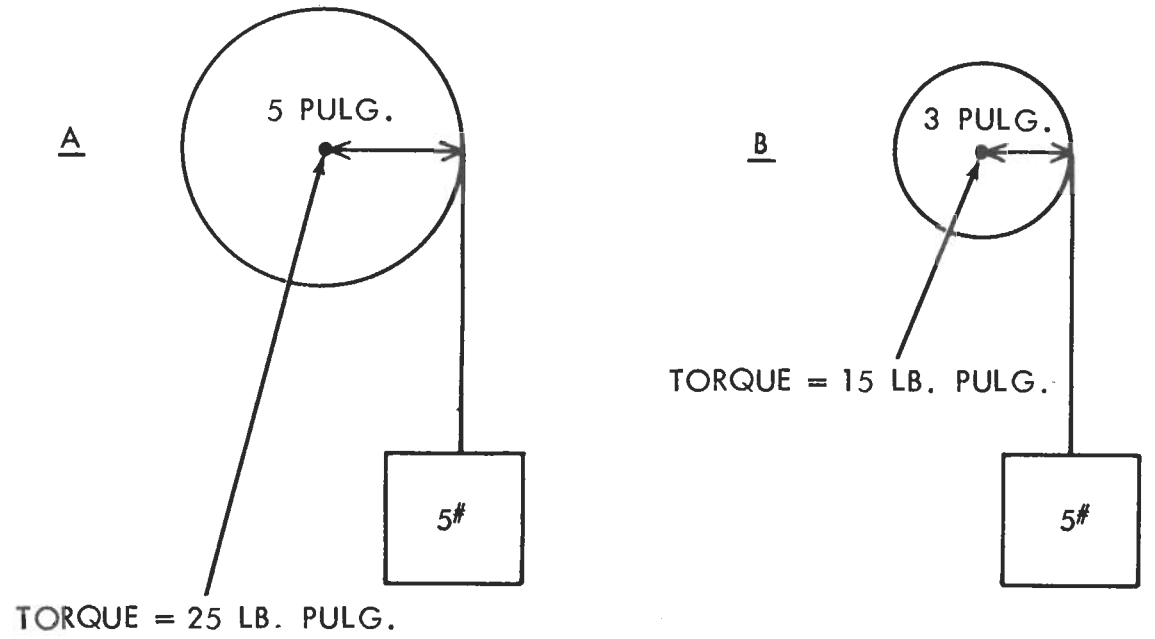


Figura 6-10. Torque Igual a Radio por Carga.

Nota: Todas las fórmulas que se dan a continuación son para una torsión teórica. Para iniciar el movimiento de una carga determinada puede necesitarse de una capacidad del 10°/o a 35°/o mayor de torsión. Compruébense las especificaciones para la torsión de arranque en los dibujos de instalación.

Para encontrar el tamaño de motor adecuado para determinado trabajo:

$$\text{Porcentaje de torsión (lb. pulg./100 psi)} = \frac{\text{carga de torsión (lb. pulg.)}}{\text{Presión de operación deseada (psi) x .01}}$$

Por ejemplo, para manejar una carga de 500 lb-pulg. a 2000 psi, se requerirá de un motor de 25 lb.-pulg.:

$$\text{Tamaño} = \frac{500}{2000 \times .01} \doteq \frac{500}{20} = 25 \text{ lb.-pulg./100 psi}$$

Para encontrar la presión de operación para un motor de tamaño determinado y carga específica:

$$\text{Presión de operación (psi)} = \frac{\text{carga de torsión (lb. pulg.) x 100}}{\text{Porcentaje de la torsión del motor (lb. pulg./100 psi)}}$$

Por ejemplo, un motor de 50 lb-pulg. desarrolla una presión de 3,000 psi. con una carga de 1500 libras pulgadas:

$$\text{Presión} = \frac{1500 \times 100}{50} = 3{,}000 \text{ psi.}$$

Para encontrar la torsión máxima de un motor de tamaño determinado:

$$\text{Máxima torsión (lb.-pulg.)} = \frac{\text{porcentaje de torsión (lb. pulg./100 psi) x Psi Max.}}{100}$$

Así, para el porcentaje de un motor de 10 lb. pulg., para 2500 psi, puede manejar una carga máxima de 250 lb. pulg.:

$$\text{Máxima torsión} = \frac{10 \times 2500}{100} = 250 \text{ lb. pulg.}$$

Para encontrar la torsión, cuando se conocen la presión y el desplazamiento:

$$\text{Torsión (lb. pulg.)} = \frac{\text{Presión (psi) x desplazamiento (pulg. cub./rev)}}{2\ \pi}$$

Para encontrar los requerimientos de GPM dado a un cierto impulso de velocidad:

TABLA 3

Cambiando	Velocidad	Efectos sobre la Presión de Operación	Torque Disponible
Aumentando el Ajuste de Presión	Sin efecto	Sin efecto	Incrementa
Disminuyendo el Ajuste de Presión	Sin efecto	Sin efecto	Disminuye
Aumentando GPM	Incrementa	Sin efecto	Sin efecto
Disminuyendo GPM	Disminuye	Sin efecto	Sin efecto
Aumentando el desplazamiento (tamaño)	Disminuye	Disminuye	Incrementa
Disminuyendo el desplazamiento (tamaño)	Incrementa	Incrementa	Disminuye

La tabla anterior presupone una carga constante

$$GPM = \frac{\text{Velocidad (RPM) x Desplazamiento (pulg. cub./rev).}}{231}$$

Un motor con desplazamiento de 10 pulgadas cúbicas por revolución requeriría de un poco más de 43 gpm para operar a 1000 rpm.

$$GPM = \frac{1000 \times 10}{231} = 43.2 \text{ gpm}$$

Para encontrar la velocidad de empuje cuando se conocen el desplazamiento y el GPM:

$$RPM = \frac{GPM \times 231}{\text{Desplazamiento (pulg. cub./rev.)}}$$

En la tabla 3 se resumen los efectos que originan ciertos cambios, en la velocidad, presión y capacidad de torsión en las aplicaciones de un motor. Nótese que los principios básicos son idénticos a los de la tabla para cilindros de la página 6-6.

MOTORES DE ENGRANE.

Un motor de engrane (Fig. 6-11) desarrolla una torsión a través de la presión que actúa sobre las superficies de los dientes de un engrane. Cuentan con dos engranes que engarzan y giran juntos, pero sólo uno de ellos va acoplado al eje impulsor. El motor puede invertir su rotación, invirtiendo el flujo. El desplazamiento de un motor de engrane es fijo y aproximadamente igual al volumen entre dos dientes, multiplicado por el número de dientes.

La Fig. 6-11 hace evidente que los engranajes no están en equilibrio con respecto a las cargas de presión. La alta presión de la entrada y la baja presión de la salida originan fuertes cargas laterales sobre el eje y los engranes, así como sobre los soportes que les sirven de apoyo. Es posible equilibrar esta carga lateral mediante orificios y pasajes internos que colocan condiciones de presión correspondientes a 180° aparte. Sin embargo, donde con mayor frecuencia se encuentra este tipo de balanceamiento es en los motores de paletas. Véase la Fig. 6-12.

Los motores de engranes de este tipo están frecuentemente limitados a la presión de operación de 2000 psi y alrededor de un porcentaje de 2400 rpm. Sus principales ventajas han sido su simplicidad y una tolerancia bastante elevada en cuanto a impurezas.

Estas ventajas, sin embargo, se ven desplazadas por una eficiencia algo baja. Con el énfasis que actualmente se hace en el alto rendimiento y en un equipo de filtración más complejo, la tendencia en muchas de las aplicaciones de maquinaria y equipo móvil, es hacia los motores del tipo de pistón.

MOTORES DE PALETAS.

En un motor de paletas, la torsión se obtiene al actuar la presión sobre las superficies libres de las paletas rectangulares que deslizan hacia adentro y hacia afuera de las ranuras en un rotor que va engarzado mediante estrías al eje impulsor. (Fig. 6-12).

Al girar el rotor, las paletas recorren la superficie de un anillo de leva, formando cámaras selladas que transportan al flúido desde la entrada hasta la salida. En el diseño balanceado que se muestra en la Figura 6-12, la presión que se crea en el orificio de entrada o en el de salida del aceite, se dirige a dos cámaras interconectadas dentro del motor, que se encuentran separadas 180°. Las cargas laterales se generarán una opuesta a la otra por lo que se anulan entre sí.

En la Figura 6-13 se muestra esta configuración en el diseño "cuadrado" de un motor de paletas reversible. Nótese que el rotor gira dentro del anillo de la leva y entre el cuerpo y la placa de presión. Los balancines pivotados que van fijados al rotor, obligan a que las paletas se desplacen hacia afuera, en contra al anillo elíptico. Durante la operación, la presión que existe debajo de las paletas, hace que éstas se mantengan en contacto con el anillo.

LAS VALVULAS DE VAIVEN EN LA PLACA DE PRESION.

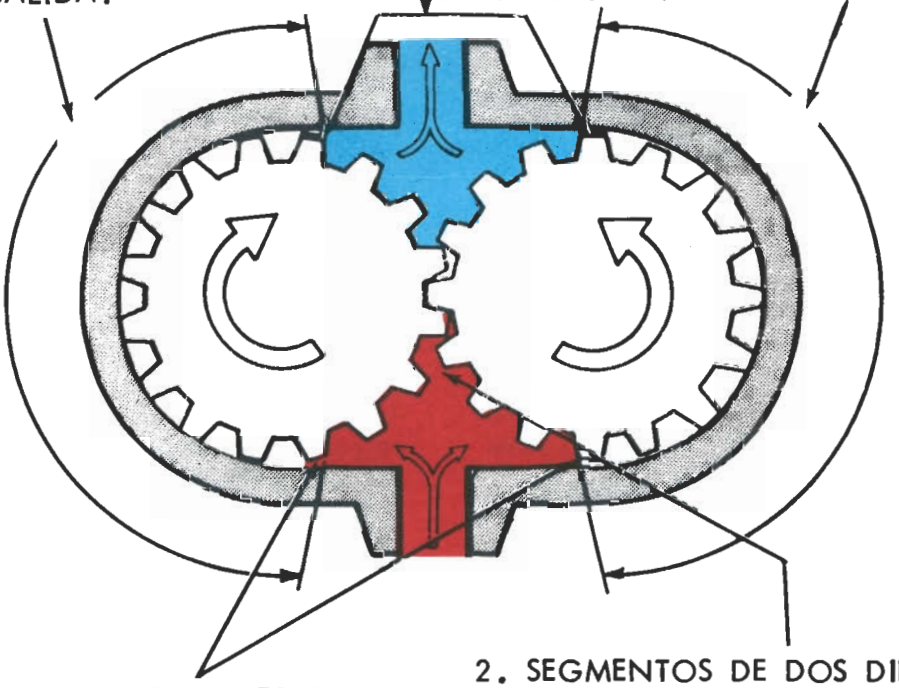
La placa de presión (Fig. 6-14) tiene la misión de mantener a la unidad rotatoria fuertemente sellada mientras exista presión en su superficie externa. Dos válvulas de vaivén que existen en la placa de presión interconectan los pasajes adecuados a fin de mantener esta presión sin importar cuál sea el orificio que esté presurizado. La rotación del motor se invierte cambiando la dirección del flujo que entra y sale de los orificios.

Una modificación especial de este motor (Fig. 6-15) permite la operación en cualquiera de las dos direcciones, sin necesidad de balancines ni válvulas de vaivén. Se dirige aceite a presión, tomando de una fuente externa, a la placa de presión y a la parte inferior de las paletas a fin de mantenerlas contra el anillo.

4. ESTOS DOS DIENTES TIENEN SOLAMENTE LA PRESION DE LA LINEA DEL TANQUE OPONIENDOSE A ELLOS.

3. LA RRESION ENTRE LOS DIENTES EN ESTE SEGMENTO EMPUJA EN AMBOS LADOS Y NO AFECTA EL TORQUE CUANDO EL ACEITE ES LLEVADO ALREDEDOR DE LA SALIDA.

3. LA PRESION ENTRE LOS DIENTES EN ESTE SEGMENTO EMPUJA EN AMBOS LADOS Y NO AFECTA EL TORQUE CUANDO EL ACEITE ES LLEVADO ALREDEDOR DE LA SALIDA.



1. ESTOS DOS DIENTES ESTAN SUJETOS A ALTA PRESION Y TIENDEN A GIRAR LOS ENGRANES EN LA DIRECCION DE LAS FLECHAS.

2. SEGMENTOS DE DOS DIENTES QUE SE ENCUENTRAN TIENDEN A OPONERSE A LA ROTACION, HACIENDO QUE EL TORQUE NETO DEPENDA DE LA FUNCION DE UN DIENTE.

Figura 6-11. Descripción de el Torque en un Motor de Engranes.

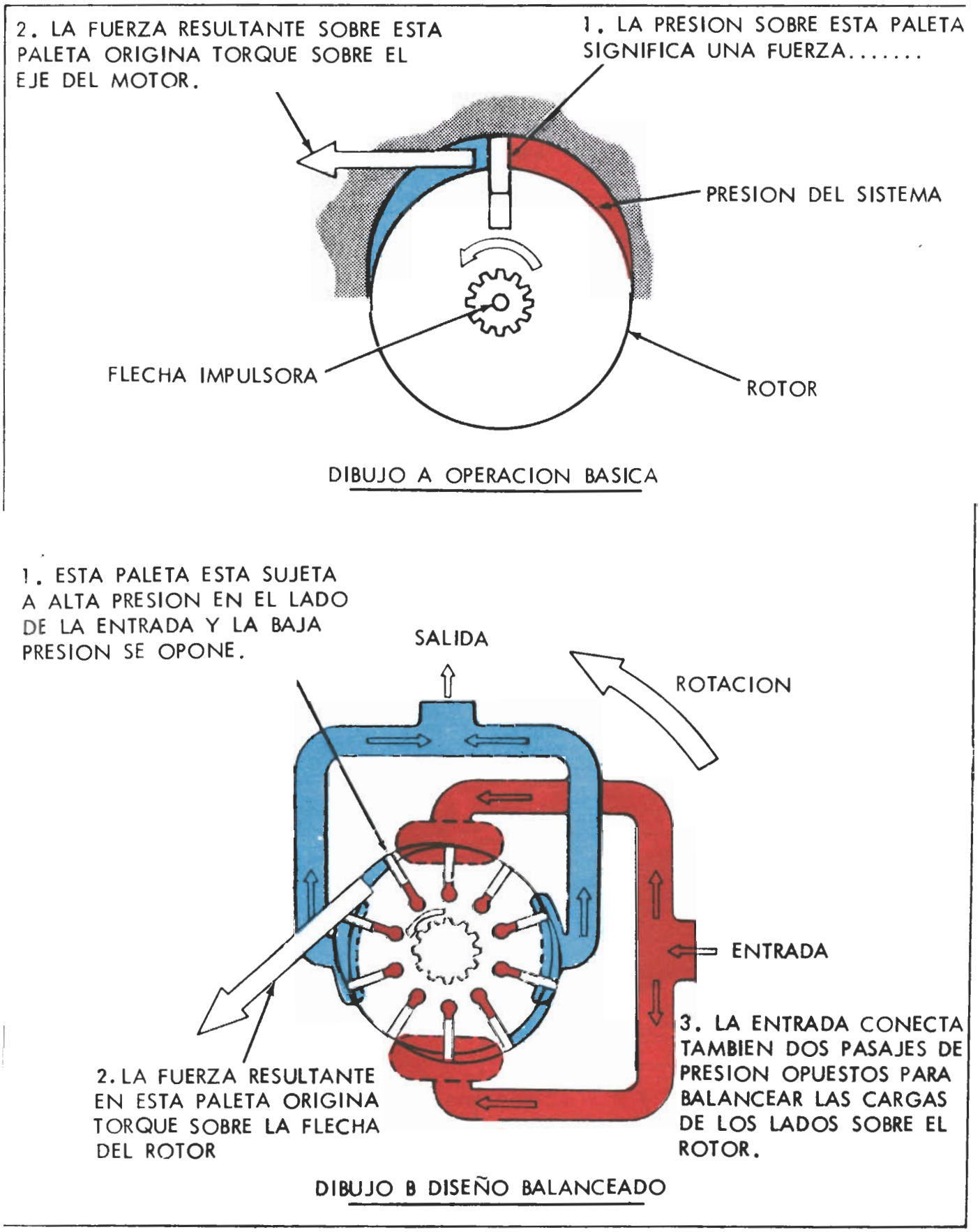


Figura 6-12. Descripción de la Torsión en un Motor de Paletas Balanceado.

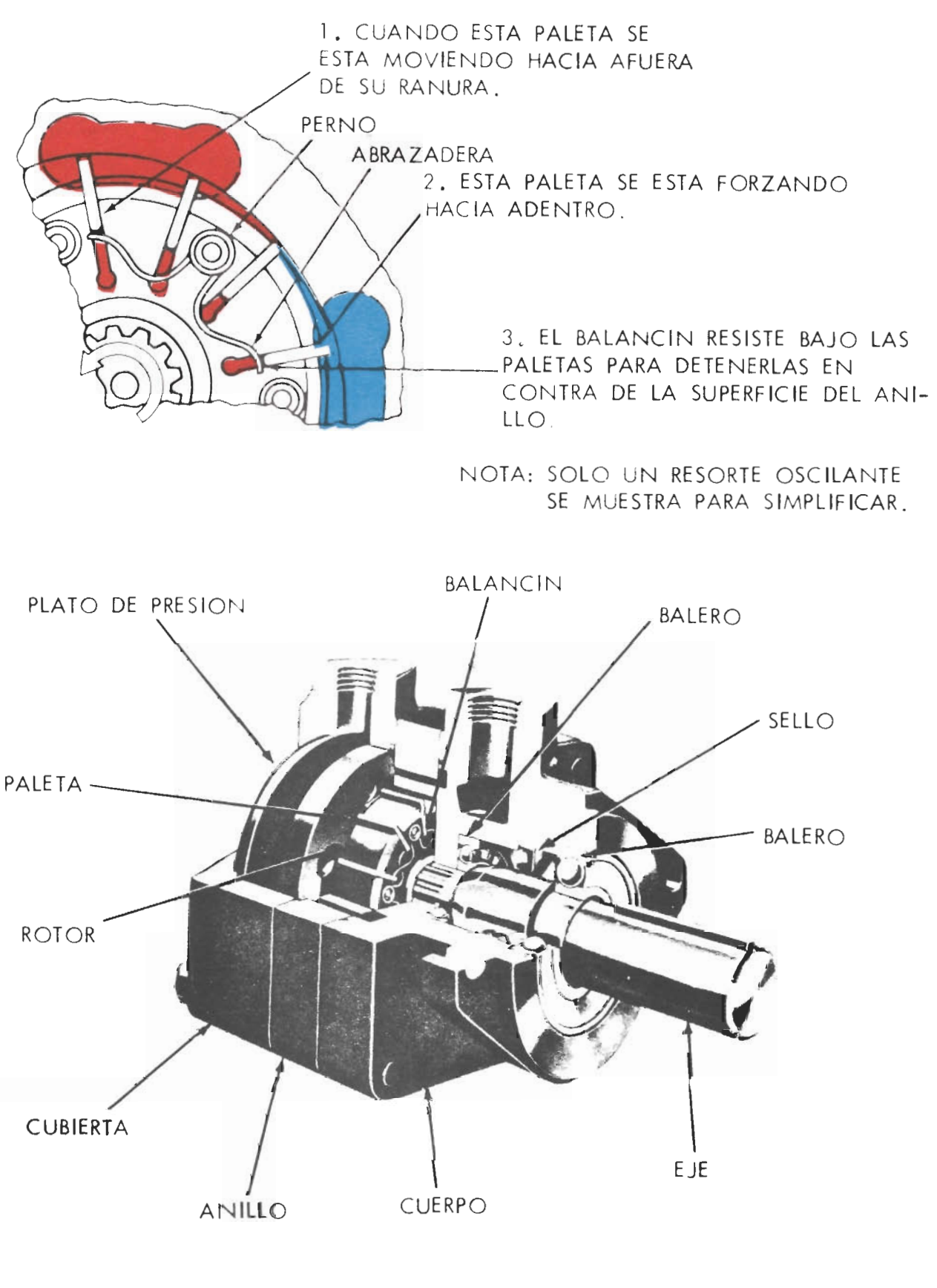


Figura 6-13. Construcción del Motor de Paleta de Diseño "Cuadrado"

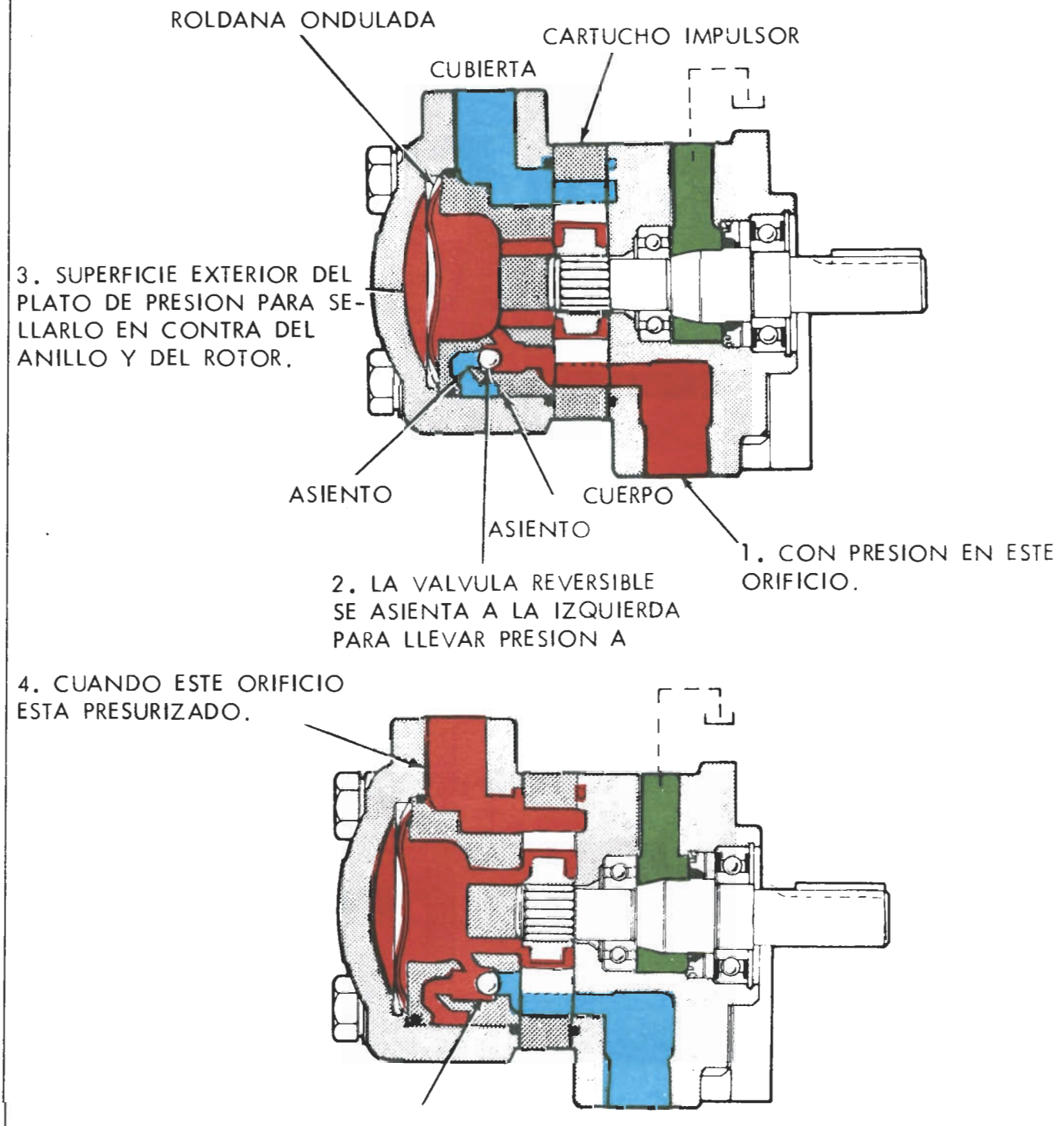


Figura 6-14 El Plato de Presión Sella el Cartucho.

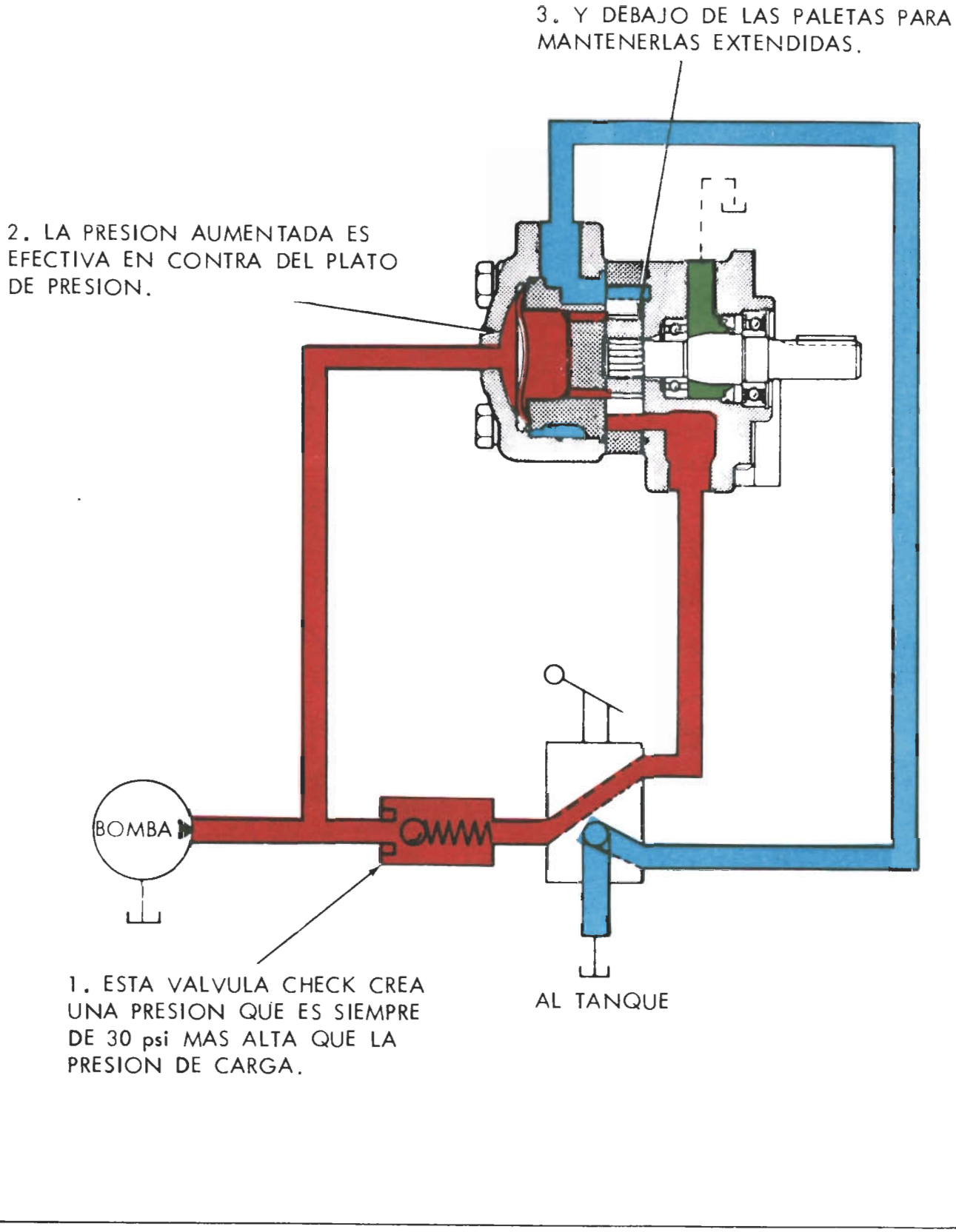


Figura 6-15. Las Modificaciones "S2" Eliminan las Válvulas Reversibles y los Balancines.

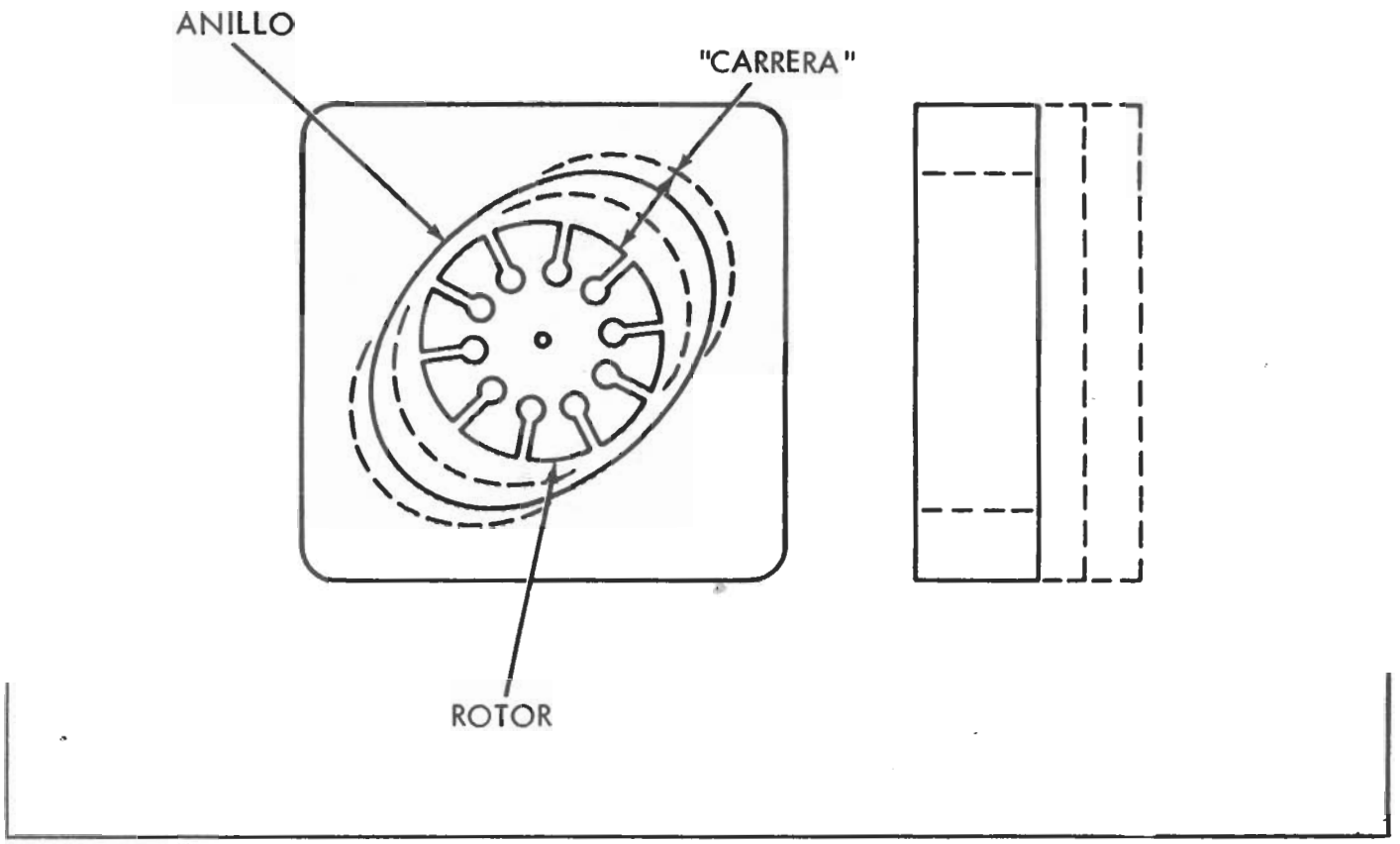


Figura 6-16. La "Carrera" del Anillo Determina el Desplazamiento dentro de un Tamaño Específico de paquet

Estos motores son de desplazamiento fijo. Sin embargo, se puede cambiar el desplazamiento de una unidad determinada mediante la instalación de un anillo con mayor o menor "carrera" (Fig. 6-16).

Otra modificación de este motor es un diseño unidireccional o no reversible (Fig. 6-17). Una válvula check que se encuentra en su orificio de entrada, proporciona la presión necesaria para mantener extendidas a las paletas. Así pues, este diseño no requiere de balancines, ni válvulas de vaivén, ni de una fuente de presión externa. Entre sus aplicaciones podemos mencionar el accionamiento de un ventilador u otro dispositivo similar que deba girar en una sola dirección.

MOTORES DE PALETAS DE ALTA EFICIENCIA.

El motor de paletas de alta eficiencia (Fig. 6-18) es un diseño más reciente del motor de paletas balanceado. Desarrolla su torsión en la misma forma que el motor "Cuadrado" pero aparecen en su construcción ciertos cambios importantes.

En este diseño las paletas se mantienen afuera y en contra del anillo mediante resortes espirales. Todo el conjunto formado por el anillo, rotor, paletas, y placas laterales se puede extraer y reemplazar en forma de unidad (Fig. 6-19). De hecho, se cuenta con "cartuchos" que han sido previamente montados y probados, para realizar substituciones en el campo.

Estos motores son también reversibles, al invertir el flujo que va y viene de los orificios. Ambas placas laterales funcionan alternativamente como placas de presión (Fig. 6-20), según la dirección del flujo.

EL MOTOR MHT DE ALTA TORSION.

Otro de los diseños de motores de paletas balanceadas, es el de la serie MHT de alta torsión y baja velocidad (Fig. 6-21). Se puede obtener en diversos tamaños y uno de ellos, que opera desde 5 hasta 150 rpm., cuenta con una capacidad de torsión actual de 4500 libras pies. La versión doble del mismo, produce 9000 libras pies. Este es adaptable a tornillos impulsores, impulsos mixtos, bandas transportadoras y placa rotatoria pesada, unidades de volteo, malacate y otras aplicaciones en las que se pueda obtener provecho de su enorme capacidad de torsión.

MOTORES DE PISTONES EN LINEA.

Los motores de pistones generan una torsión a través de la presión que actúa sobre los extremos de pistones de vaivén que operan dentro de una sección cilíndrica. En el diseño en línea (Fig. 6-22), el motor del eje impulsor y la sección del cilindro se encuentran alineados sobre el mismo eje. La presión que existe en los extremos de los pistones origina una reacción sobre una placa oscilante e impulsa la sección del cilindro y el eje del motor en rotación. La torsión es proporcional al área de los pistones y es una función del ángulo en el cual está colocada la placa oscilante.

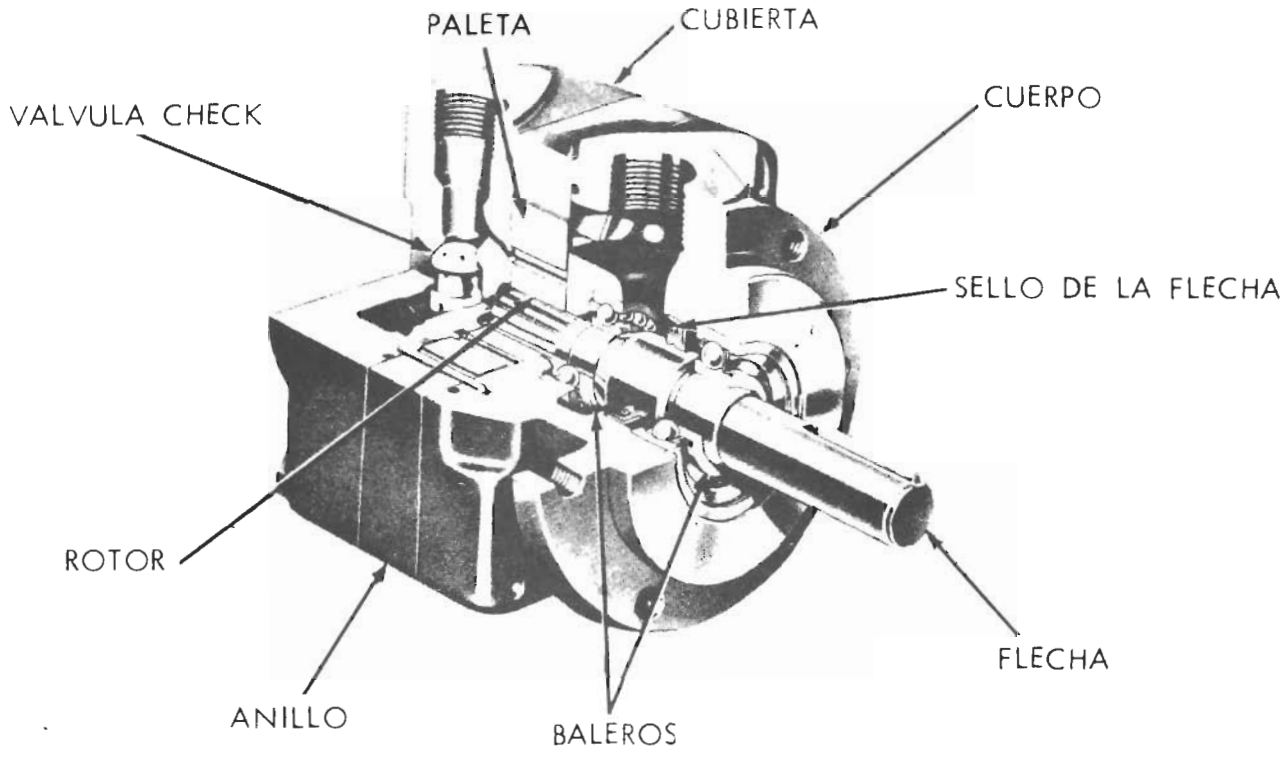


Figura 6-17. Construcción de un Motor de Paleta Uni-Direccional.

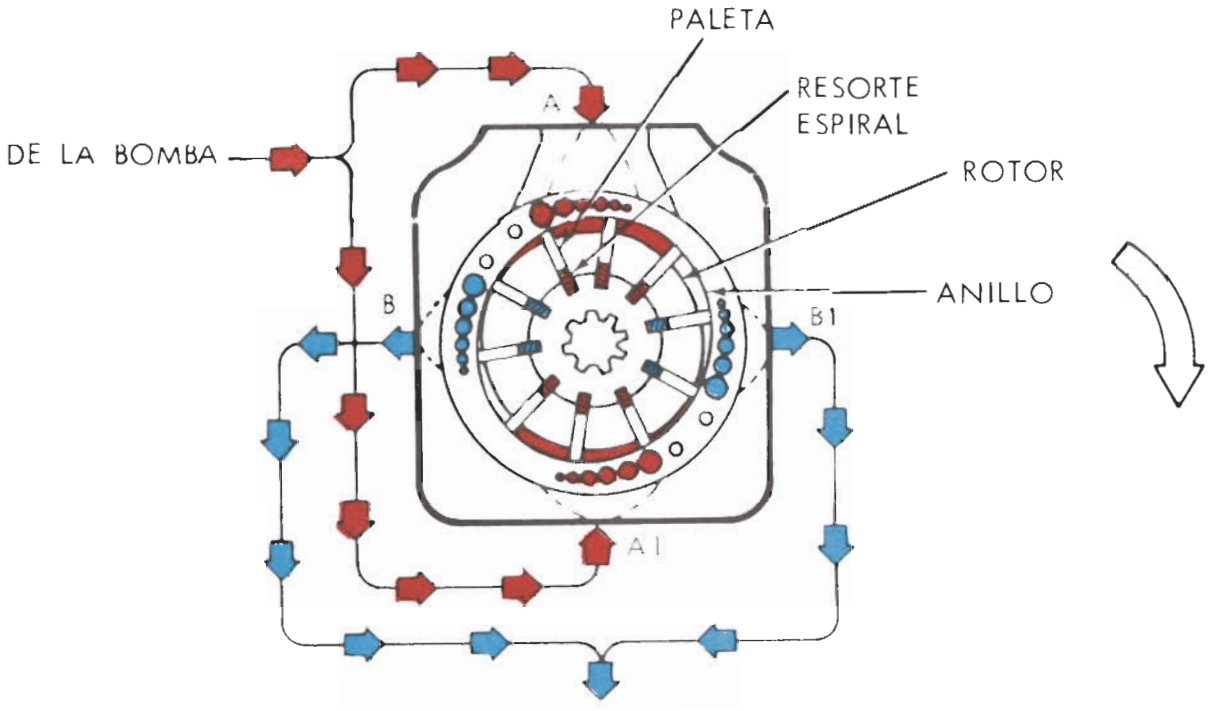


Figura 6-18. Funcionamiento de un Motor de Paleta de Alta Eficiencia.

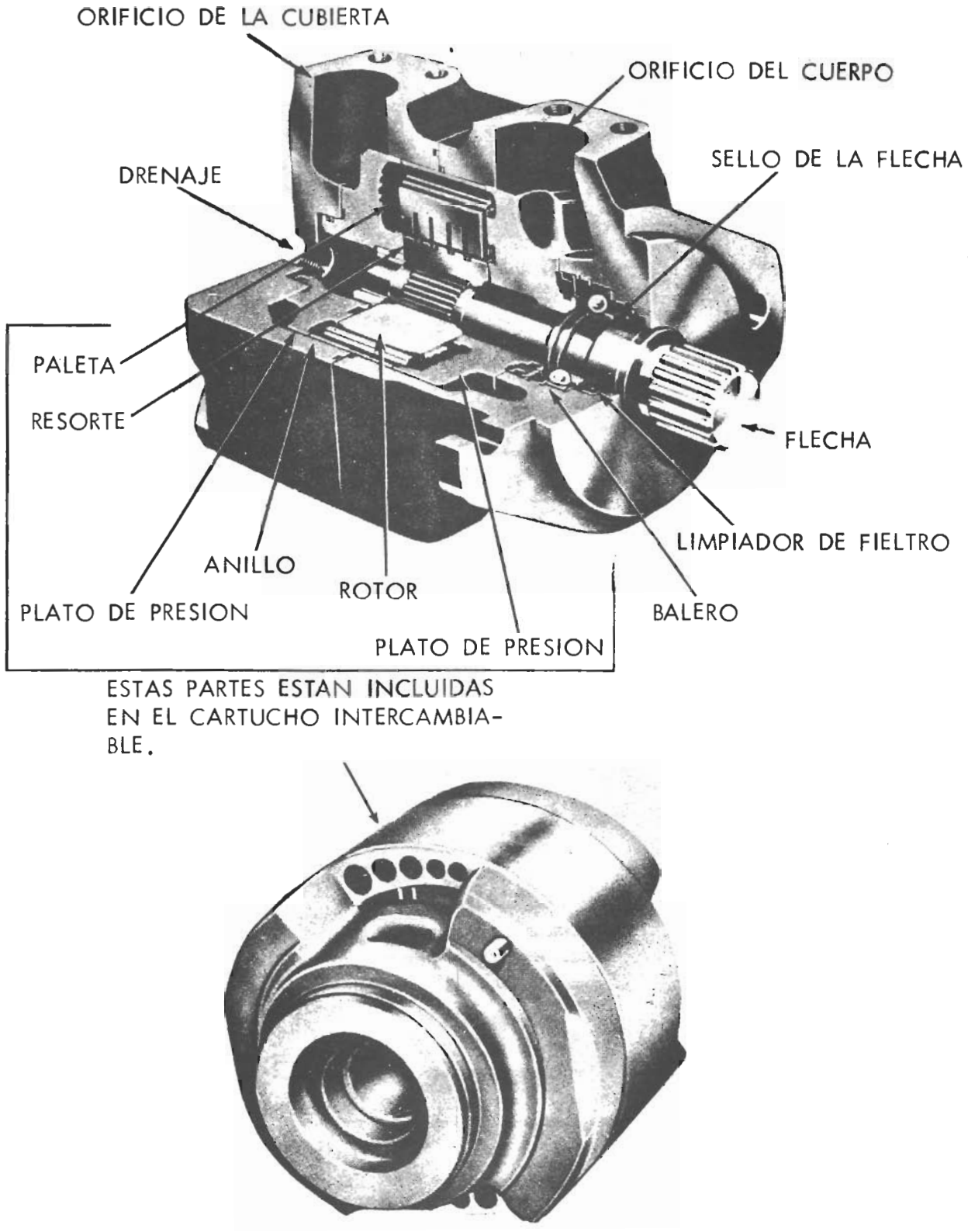


Figura 6-19. Construcciòn de un Motor de Paleta de Alta Eficiencia.

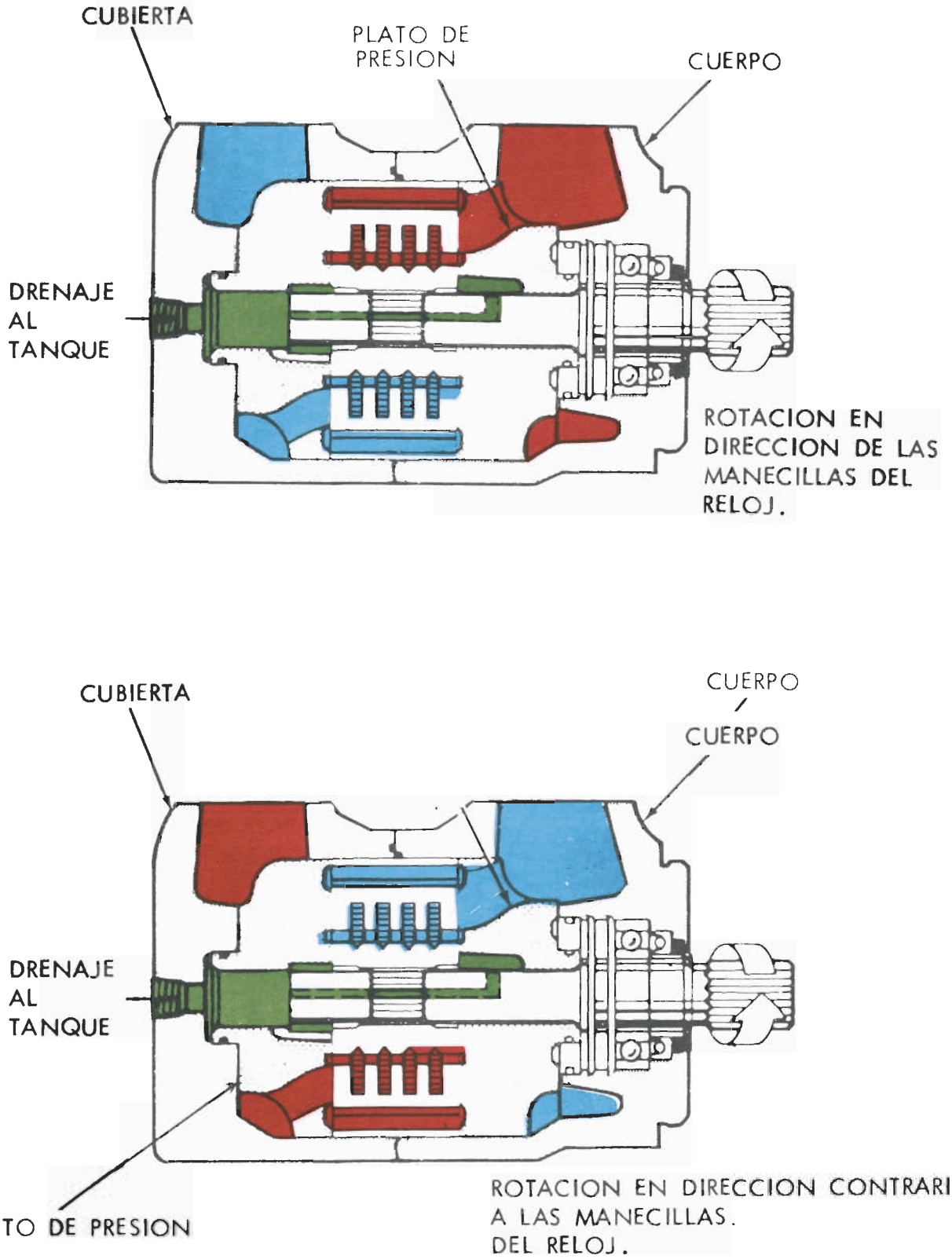
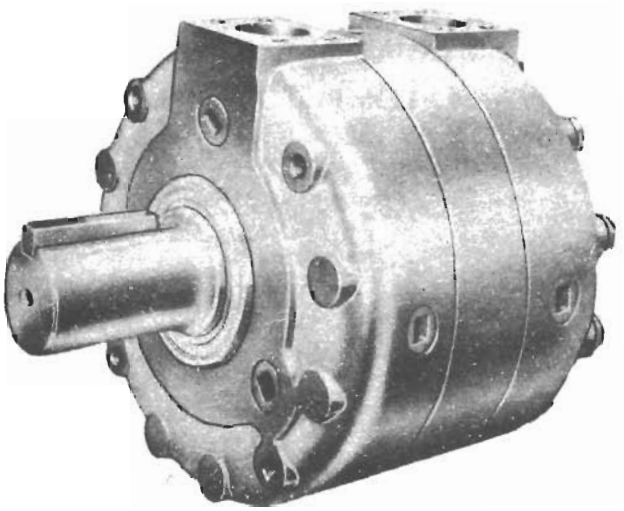


Figura 6-20. Los Platos de Ambos Lados son Platos de Presión en el Diseño de Alta Eficiencia.



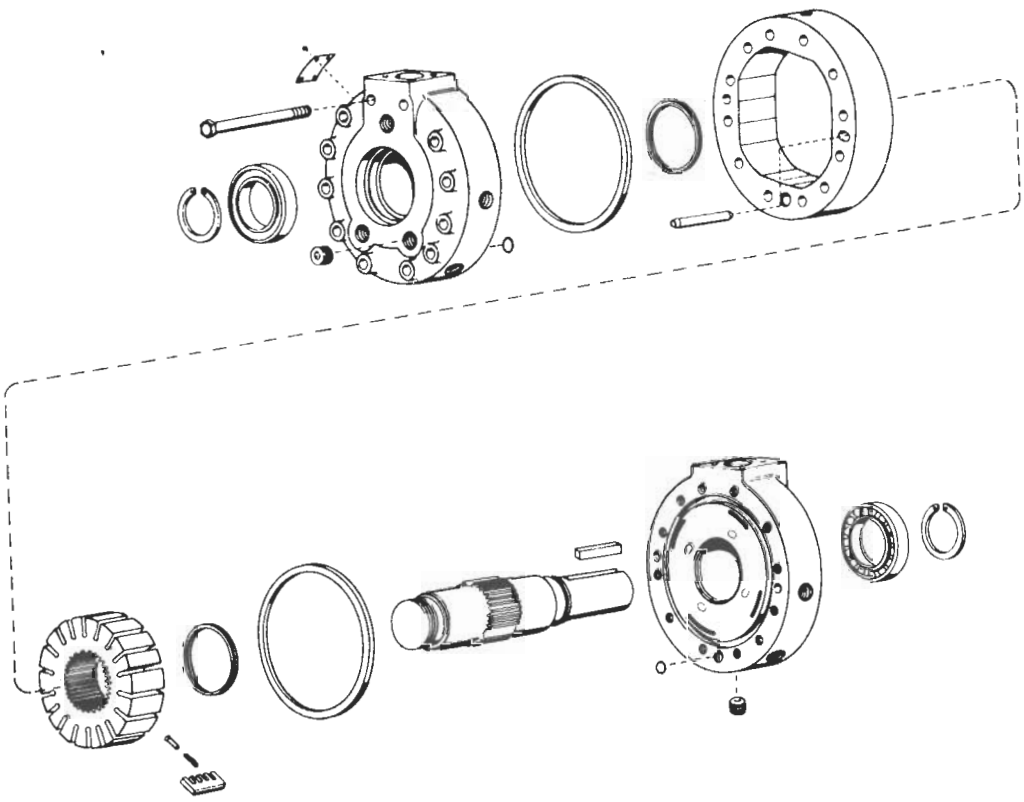


Figura 6-21. Motor de Paleta de Alto Torque.

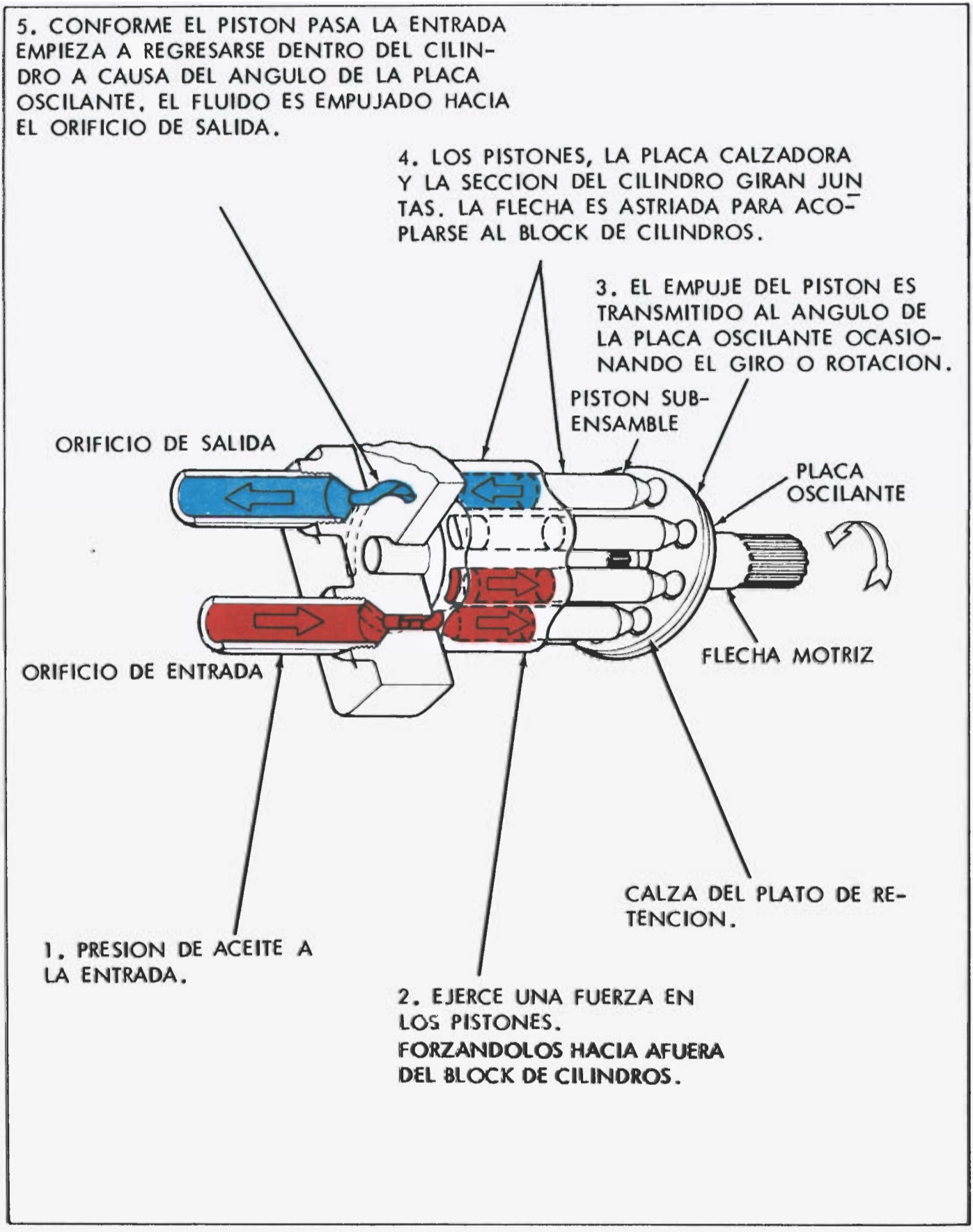


Figura 6-22. Funcion del Motor de Pistones en Línea.

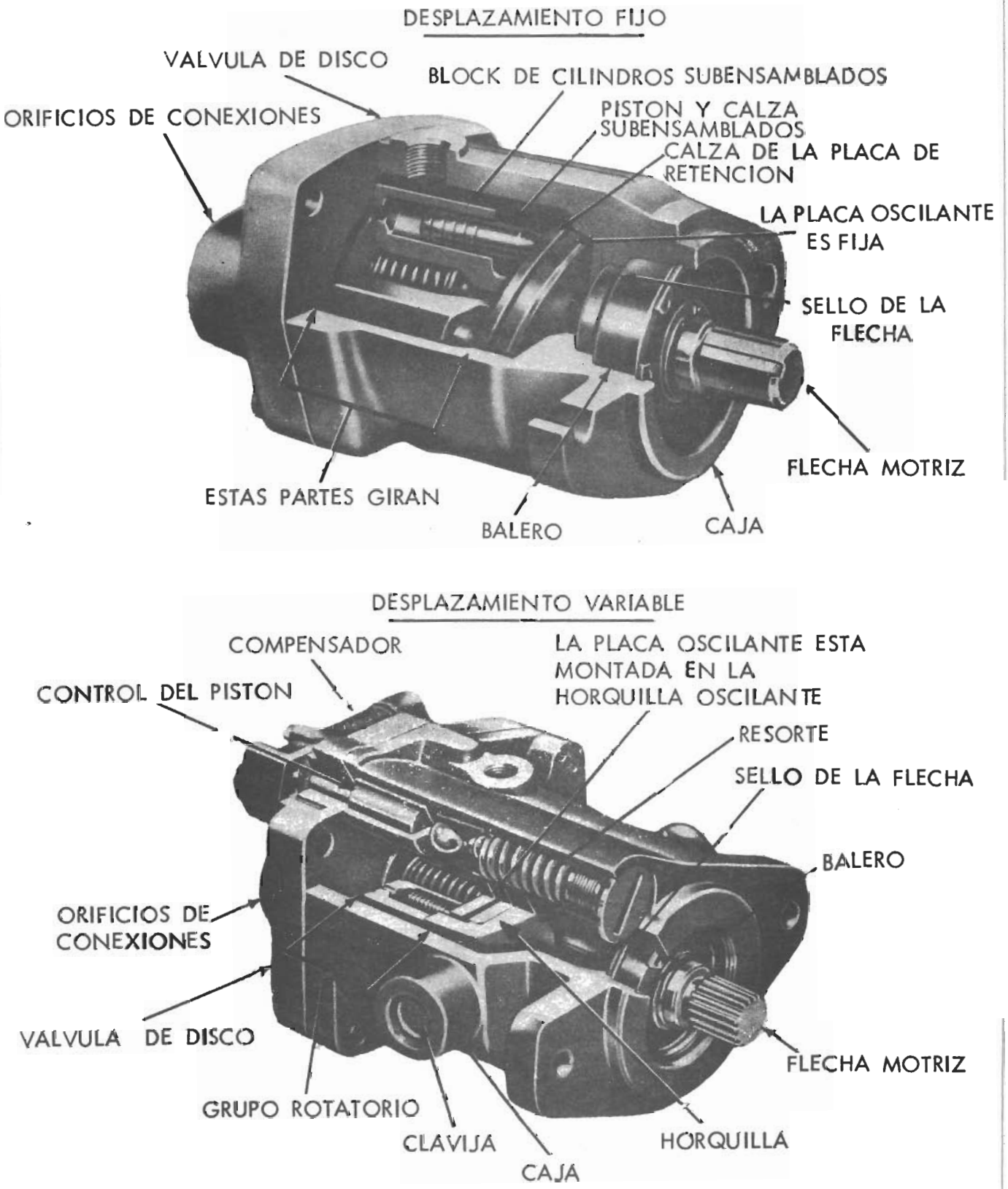


Figura 6-23. Dos Ilustraciones de los Motores de Pistón en Línea.

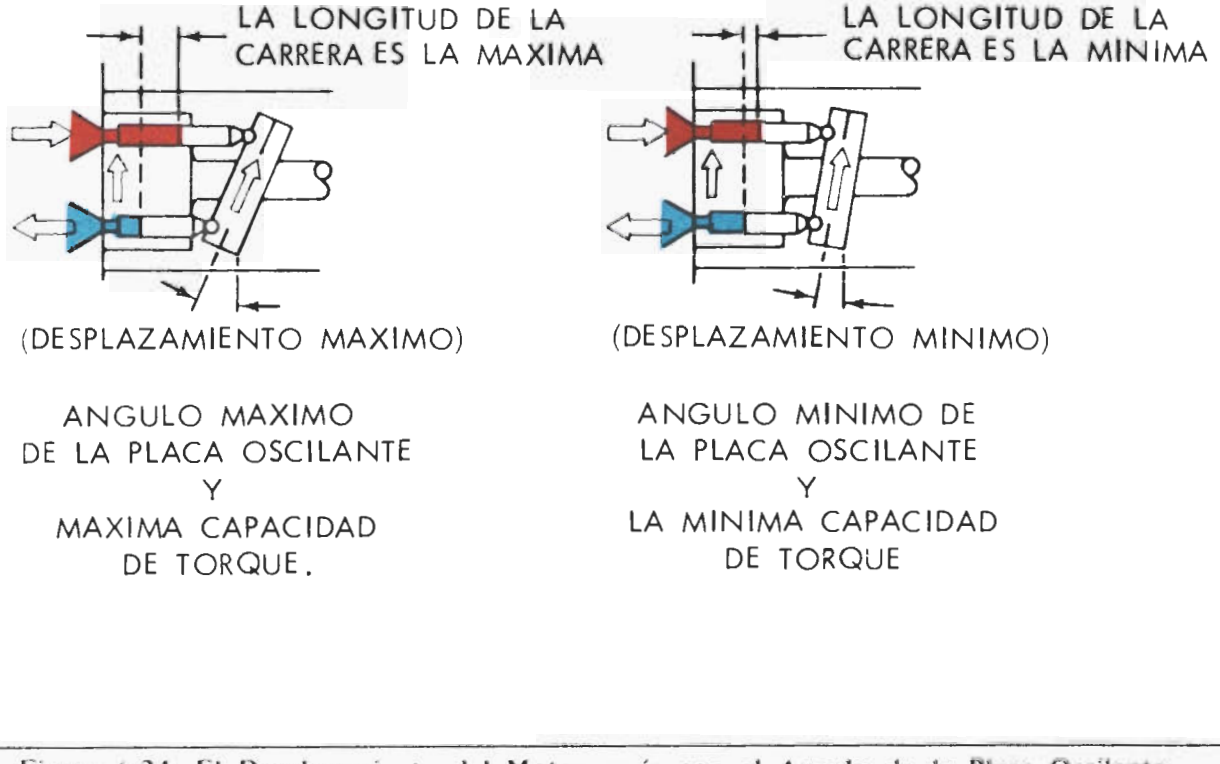


Figura 6-24. El Desplazamiento del Motor varía con el Angulo de la Placa Oscilante.

Estos motores se construyen tanto en modelos de desplazamiento fijo (Fig. 6-23) como de desplazamiento variable (Fig. 6-24). El desplazamiento queda determinado por el ángulo de la placa oscilante. En el modelo variable, la placa oscilante va montada en una horquilla pivoteada y el ángulo se puede cambiar por diversos medios, desde una simple palanca o volante manual, hasta complejos mecanismos de servocontrol. Al aumentar la inclinación de la placa oscilante se aumenta la capacidad de torsión, pero se reduce la velocidad del eje impulsor. Por el contrario, al reducirse el ángulo se disminuye la capacidad de torsión pero aumenta la velocidad del eje impulsor. Normalmente se colocan topes para el ángulo mínimo, a manera de que la torsión y la velocidad permanezcan dentro de los límites de operación.

CONTROL COMPENSADOR.

El control compensador (Fig. 6-25) se utiliza para variar el desplazamiento del motor en respuesta a los cambios que surjan en la carga de trabajo. Para ello, un pistón sujeto a la tensión de un resorte, va conectado mecánicamente a la horquilla y la mueve respondiendo a las variaciones de la presión de operación. Cualquier aumento en la carga va acompañado de un correspondiente aumento en la presión, originado por la torsión adicional que se requiere. El control automáticamente ajusta a la horquilla en tal forma que aumenta la torsión bajo una carga fuerte, y se disminuye cuando la carga es poca. En forma ideal, el compensador regula el desplazamiento a manera de que éste proporcione el rendimiento máximo bajo todas las condiciones de carga, hasta donde lo permite el ajuste de la válvula de alivio.

MOTORES DE PISTON DE EJE INCLINADO.

Los motores de pistón de eje inclinado (Fig. 6-26) desarrollan una torsión también por medio de la reacción de la presión al actuar ésta en pistones de vaivén. En este diseño, sin embargo, la sección del cilindro y el eje impulsor van montados formando un ángulo entre sí y la reacción va dirigida a la brida del eje impulsor.

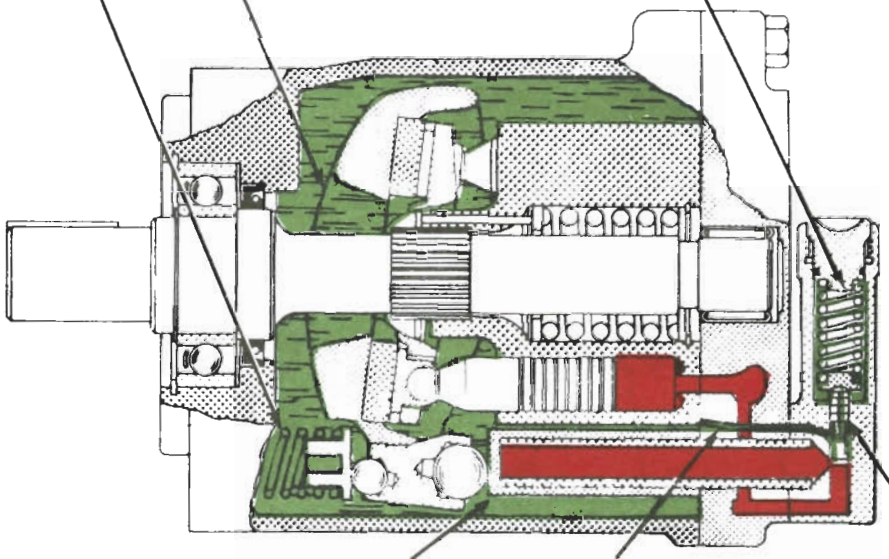
La velocidad y la torsión cambian al variar el ángulo; desde un mínimo predeterminado de rpm., con desplazamiento y torsión máximos a un ángulo de aproximadamente 30°, hasta las máximas rpm. con desplazamiento y torsión mínimos a alrededor de 7 1/2°. Se pueden obtener tanto el modelo de desplazamiento fijo (Fig. 6-27) como el variable (Fig. 6-28).

La unidad de desplazamiento variable puede ir equipada con un gran número de controles, incluso un compensador de presión. La rotación de salida se invierte generalmente cambiando el flujo de aceite al motor. No resulta práctico invertir la rotación del motor cambiando la horquilla balanceante hacia el centro ya que entonces la torsión se haría nula y la velocidad infinitamente alta (si es que no se ahogaba antes de llegar al centro).

1. LA HORQUILLA REGRESA EL RESORTE; INICIALMENTE MUEVE LA HORQUILLA A LA POSICION DE DESPLAZAMIENTO MINIMO PARA VELOCIDAD MAXIMA Y TORQUE MINIMO.

2. EL AJUSTE DEL RESORTE NOS DEFINE LA PRESION COMPENSADA INICIAL.

HORQUILLA



4. LA HORQUILLA ACTUADA POR EL PISTON RESPONDE A LA PRESION PARA AUMENTAR EL DESPLAZAMIENTO Y REDUCIR LA VELOCIDAD Y AUMENTAR LA TORSION.

3. EL CARRETE COMPENSADOR ES FORZADO A ABRIRSE EN CONTRA DEL RESORTE POR LA PRESION DEL SISTEMA Y POR MEDIO DE UNA COMUNICACION, A TRAVES DE UN PISTON HACE OSCILAR LA HORQUILLA AL RESPONDER A LOS CAMBIOS DE PRESION.

5. EL PASAJE DE DRENAJE LLEVA EL ACEITE CONTROLADO DE REGRESO A LA CAJA DEL MOTOR.

Figura 6-25. El Control Compensador ajusta la Velocidad con Relación a la Carga.

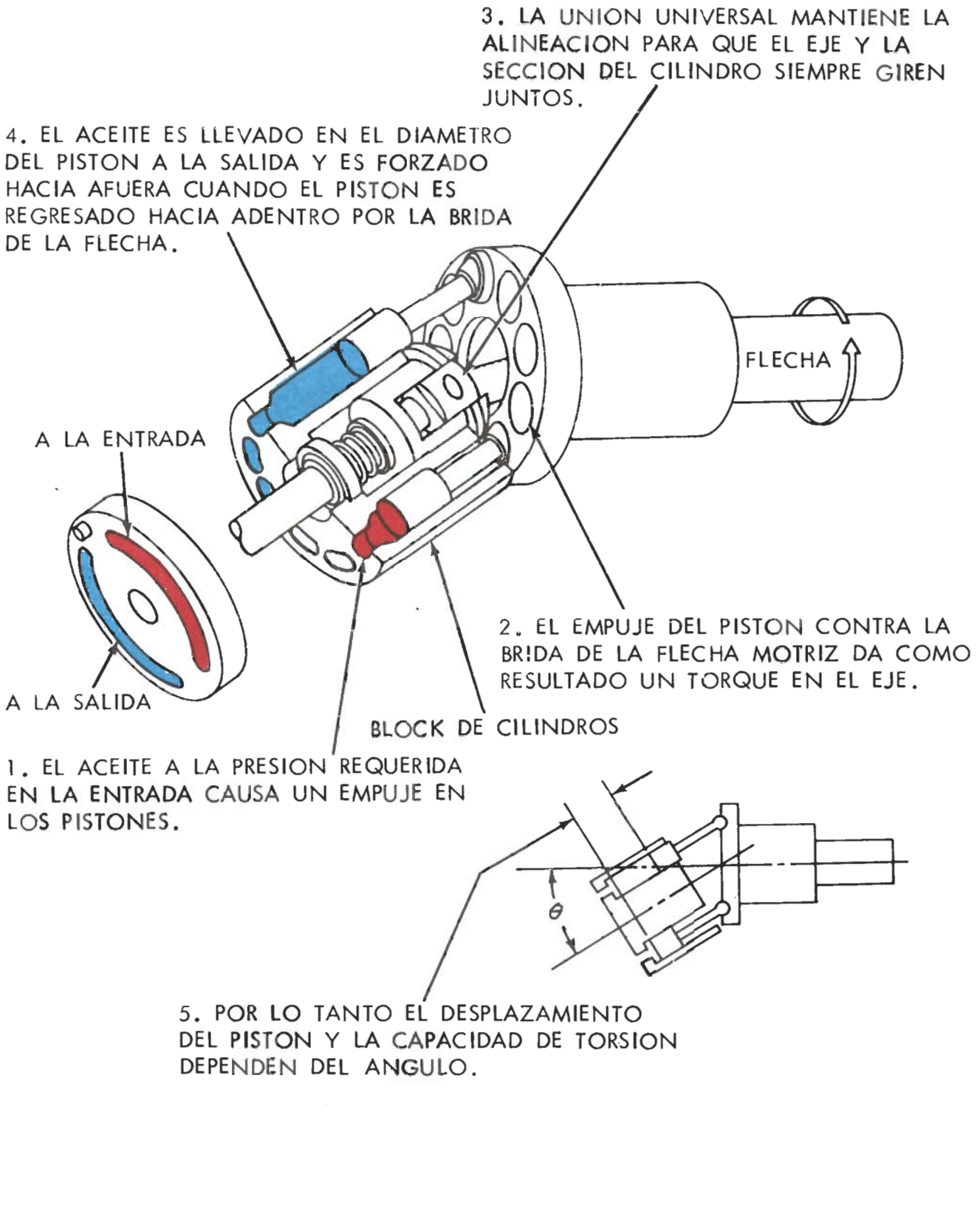


Figura 6-26. Operación del Motor de Pistón de Eje Inclinado.

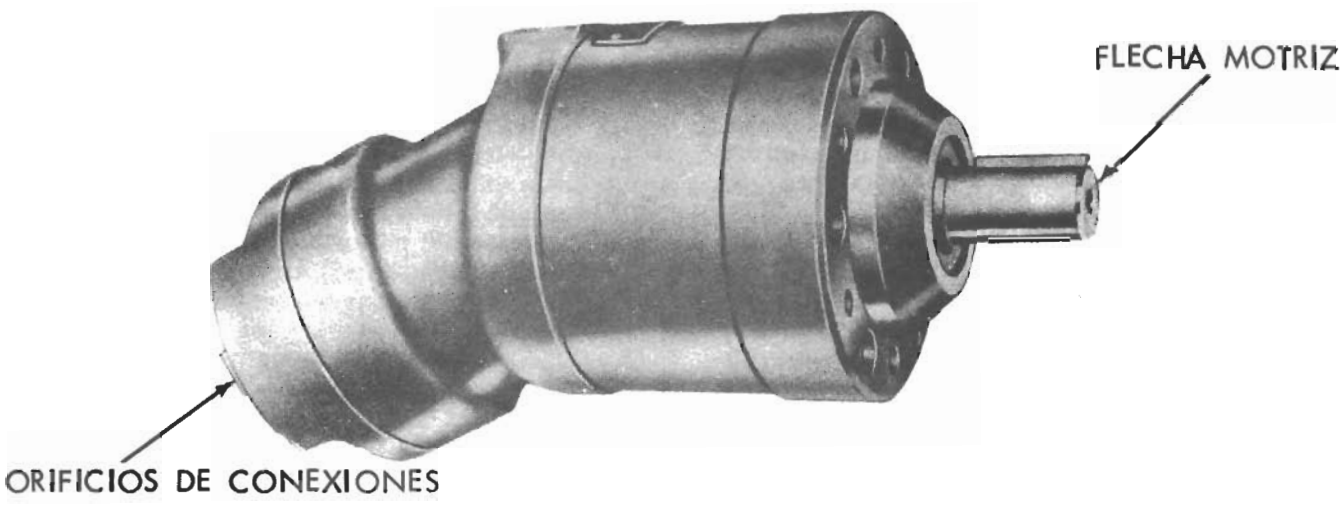


Figura 6-27. Motor Típico de Eje Inclinado de Desplazamiento Fijo.

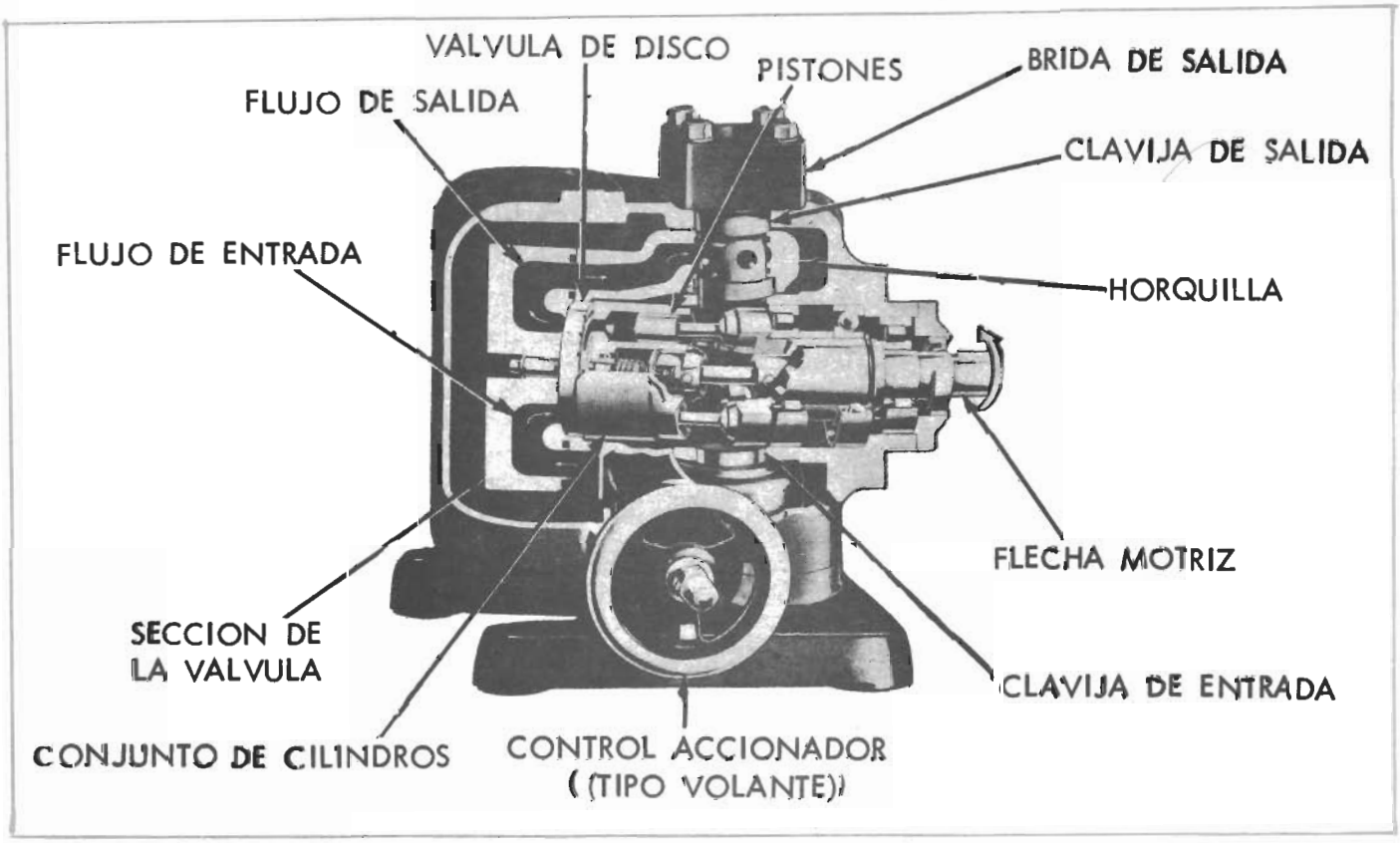


Figura 6-28. Motor Típico de Pistón de Eje Inclinado con Desplazamiento Variable.

CARACTERISTICAS DE OPERACION DEL MOTOR DE PISTONES.

Los motores de pistones son probablemente los más eficientes de los tres tipos que hemos expuesto y por lo general, son los que tienen mayor capacidad en cuanto a velocidades y presiones altas. En particular, en aplicaciones aereospaciales, se utilizan debido a la alta relación que existe entre su potencia y su peso. Los motores en línea, debido a lo sencillo de su construcción y por ende, de su costo más bajo, encuentran cada día mayor número de aplicaciones en máquinas herramientas y equipo móvil.

GENERADORES DE TORSION.

Los generadores de torsión o actuadores de torsión son dispositivos que proporcionan una rotación parcial, ya que no pueden girar continuamente en una sola dirección. Generalmente tienen su carrera limitada a poco menos de una revolución completa. Los generadores de torsión típicos, son de paletas dobles y sencillas, así como uno del tipo de cremallera con capacidad para una torsión muy alta y rotación de más de 360°.

PREGUNTAS

1.– Describa las características de operación del cilindro de simple y de doble acción.

2.– Con un abastecimiento actual de 3 GPM en el extremo de la cabeza de un cilindro de dos pulgadas de diámetro, ¿Cuál es la velocidad de desplazamiento del vástago?

3.– Un émbolo de tres pulgadas de diámetro puede operar hasta 2000 psi. ¿Cuál es la máxima fuerza de salida?

4.– ¿Qué presión se requiere para ejercer una fuerza de salida de 14,000 libras si el área efectiva del pistón del cilindro es de 7 pulgadas cuadradas?

5.– Defina qué son los porcentajes de torsión y de desplazamiento en un motor hidráulico?

6.– Un malacate requiere de una torsión máxima de 50 libras pies para su operación ¿Qué tamaño de motor hidráulico se requiere, si la presión máxima se debe limitar a 1500 psi?

7.– Un motor de 20 libras pulgada opera con una carga de torsión de 500 libras pulgada ¿Cuál es la presión de operación?

8.– Explique el uso de válvulas de vaivén en los platos de presión de los motores de paletas "cuadrados".

9.– Explique cómo se mantienen las paletas en contacto con el anillo en los motores de paletas "cuadrados", en motores de paletas de alta eficiencia.

10.– ¿Cómo se desarrolla la torsión en el motor de pistones en línea?

11.– Si un motor hidráulico está compensado en cuanto a presión ¿Cuál es el efecto de un aumento en la carga de trabajo?

12.– ¿Qué tipo de motor hidráulico es, en general, el más eficiente?

CAPITULO 7

CONTROLES DIRECCIONALES

Las válvulas direccionales, como dice su nombre, se usan para controlar la dirección del flujo. Aunque comparten su función las válvulas direccionales varían considerablemente en su funcionamiento y construcción. Estan clasificadas según sus características principales, tales como:

* Tipo del elemento interno de la válvula – cabezal móvil (pistón o balín) carrete rotatorio y carrete deslizante.

* Métodos de Actuación-levas, émbolos, palancas manuales, y mecánicas, solenoides eléctricos, presión hidráulica (operación-piloto) y otras, además de combinaciones de éstas.

* Número de Vías del Flúido – dos vías, tres, cuatro, etc.

* Tamaño – tamaño nominal de las conexiones de la tubería a la válvula o su placa de montaje o porcentaje de gpm que fluyen.

* Conexiones – Tubería roscada, rosca derecha, bridas y montaje reforzado, (algunas veces denominado empaque o montaje de subplaca).

POSICIONES LIMITADAS.

La mayoría de las válvulas direccionales industriales tienen posiciones limitadas. Esto es, que controlan a donde va el aceite al abrir y cerrar pasos en válvulas de posiciones definidas. Usted podrá notar que los símbolos gráficos para una válvula direccional tendrán un "sobre" separado (cuadrado) para cada posición fija, mostrando los pasos del flujo en esa posición.

VALVULAS CHECK.

Una válvula check puede funcionar de dos maneras, de control direccional o de presión. Sin embargo, en su forma más sencilla, la válvula check no es más que una válvula direccional de un paso (Fig. 7-1). Esta permite flujo libre en una dirección y obstruye el paso en la otra dirección.

Nótese que los componentes del símbolo gráfico para una válvula check indican dos posiciones de la válvula – abierta y cerrada. Este es un diagrama algo complicado para válvula tan sencilla, además que se usa poco. Más bien, se usa universalmente el símbolo de balín y asiento sencillo y por eso se le designará a la válvula check a través de este manual.

VALVULAS CHECK EN LINEA.

Las válvulas check en línea (Fig. 7-2) se llaman así porque están conectadas a una línea y el aceite fluye derecho a través de ellas. El cuerpo de la válvula tiene rosca para tubería o tubo conector para conectarlas, y es maquinado en su interior para formar un asiento para el cabezal móvil o el balín (Fig. 7-3). Un resorte ligero mantiene al cabezal móvil asentado en su posición cerrada normal lo cual permite montar la válvula en cualquier posición.

En la dirección de flúido libre, el resorte será movido y la válvula se abrirá a una caída de presión aproximada de 5 psi. Los resortes no son ajustables, aunque si hay varios tamaños para distintos requerimientos tales como el que crea la presión piloto o como cambiadores de potencial o como filtros de aceite cuando se ocasionan remolinos o se atasca por mucho flujo. En estas circunstancias no se usa como válvula check, más bien se usa como válvula de alivio o de secuencia.

Aunque es posible manejar presiones a 3000 psi, las válvulas check en línea no se recomiendan para las aplicaciones en las que la válvula está sujeta a velocidades altas de flujo de retorno.

VALVULAS CHECK DE ANGULO RECTO.

La válvula de ángulo recto, una unidad de trabajo duro, tiene un cabezal móvil de acero y un asiento endurecido prensado al cuerpo de fierro (Fig. 7-4 y 7-5). A esta válvula se le denomina así por el ángulo que tiene entre el paso de flujo al cabezal móvil y el paso que desvía el flúido del cabezal móvil. Estas válvulas se pueden conectar con rosca, brida o conexión reforzada. El tamaño varía de 3 gpm a 320 gpm con un amplio porcentaje de presión de apertura.

VALVULA CHECK DE RESTRICCION.

Una válvula check de restricción (Fig. 7-6) es una modificación de una válvula check. Un tapón de orificio se coloca en el cabezal móvil para crear la restricción al flúido en la posición cerrada.

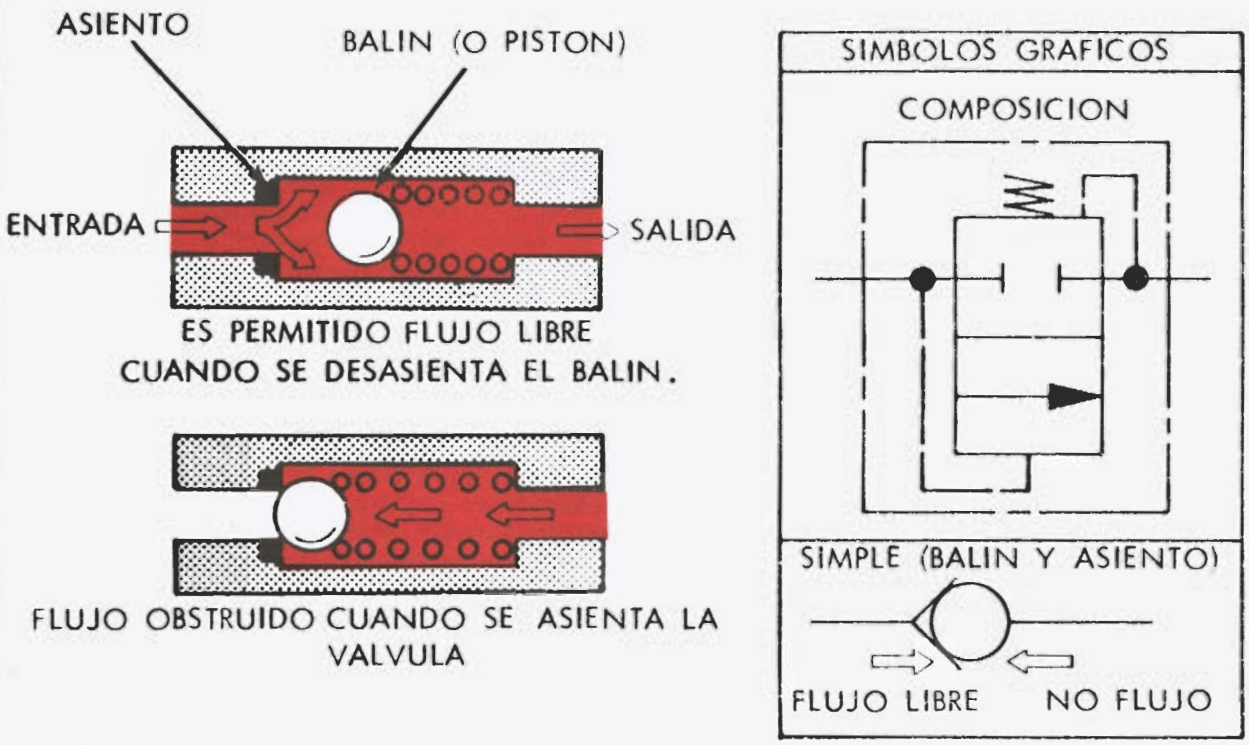


Figura 7-1. Una Válvula Check es una Válvula de una Vía.

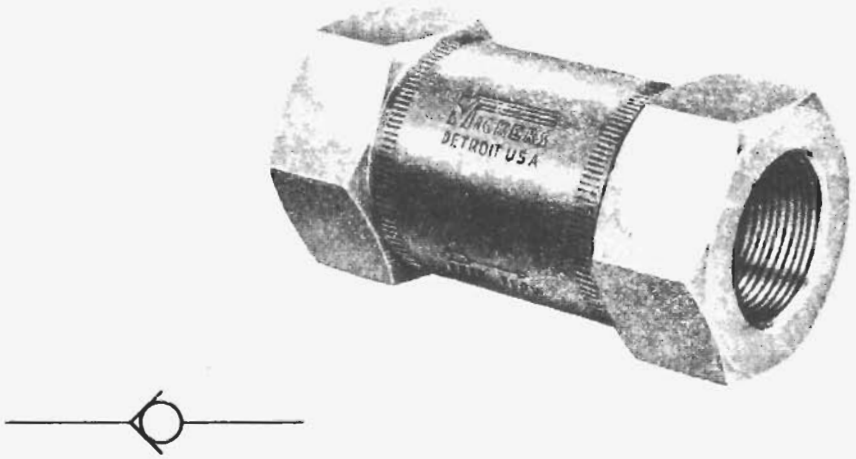


Figura 7-2. Válvula Check en Línea.

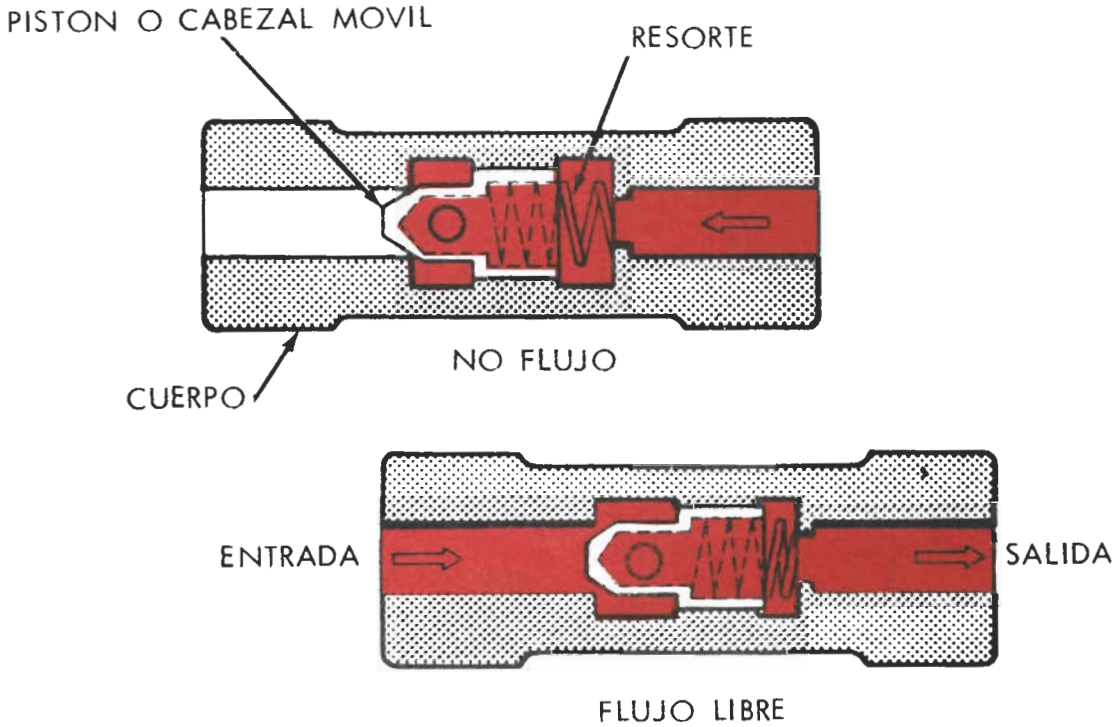
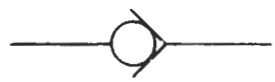


Figura 7-3. Funcionamiento de la Válvula en Línea.



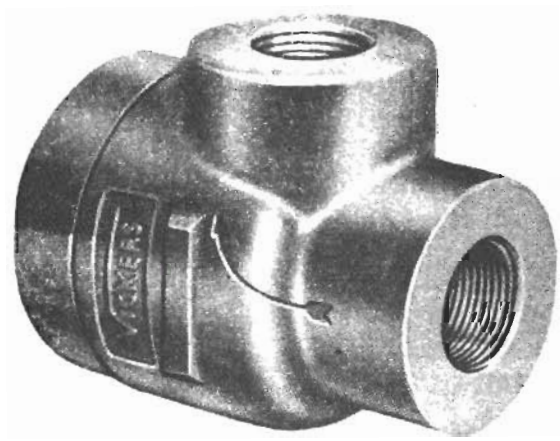


Figura 7-4. Válvula Check Típica en "Angulo Recto"

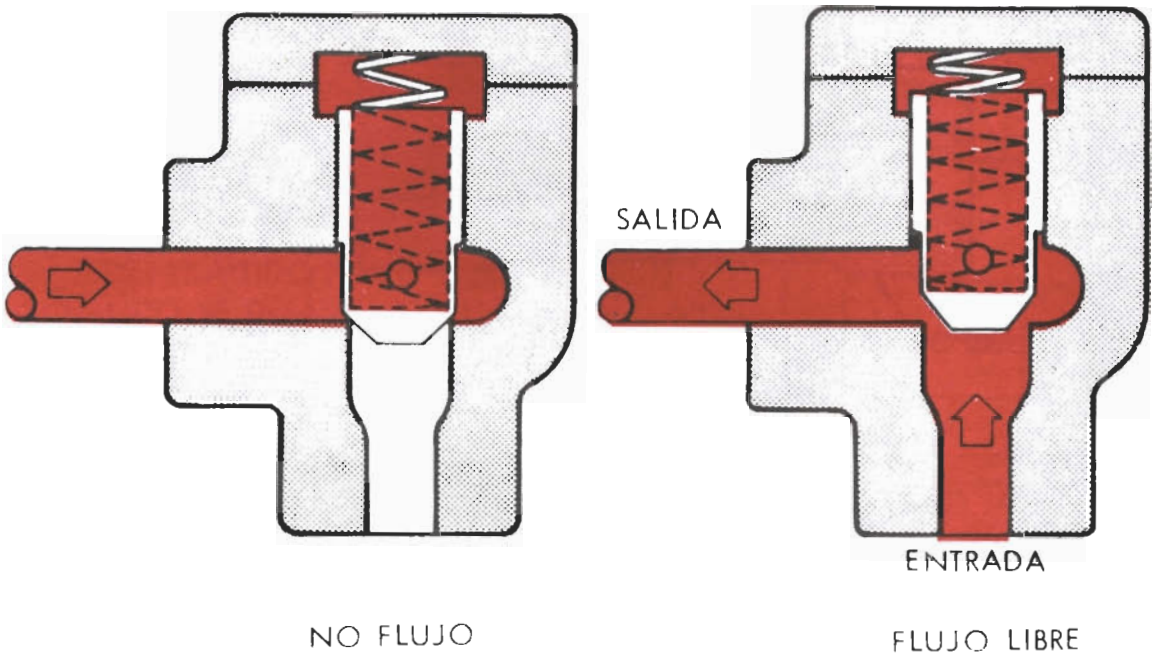


Figura 7-5. Válvula Check de Angulo Recto .

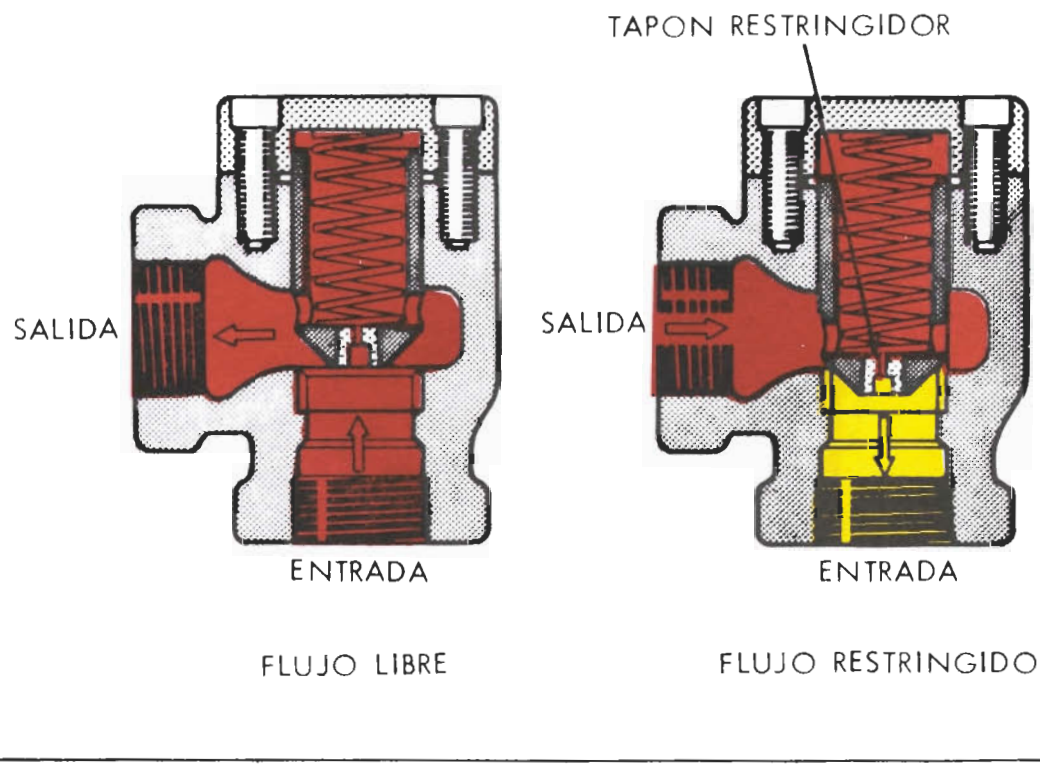


Figura 7-6. La Restricción en la Válvula Check Permite Flujo Controlable en la Posición. "normalmente cerrada"

Ya que su uso es algo limitado, su aplicación podría ser cuando se requiere libre fluidéz del flúido en una dirección y controlado en la otra. Un ejemplo podría ser una prensa grande al controlar el porcentaje de (decompresión).

VALVULAS CHECK PILOTEADAS

Las válvulas check de función-piloto se diseñan para que permitan que fluya libremente el flúido en una dirección y que obstruyan el flujo de regreso, hasta que se abran por medio de una señal por presión (piloto). Se usan en las prensas hidráulicas como válvulas prellenadoras – para permitir que el principal ariete hidráulico se llene por gravedad durante el "rápido acercamiento" de la carrera. También se usan para detener pistones verticales los cuales de otro modo se resbalarían hacia abajo por el paso de fuga que tiene el carrete direccional de la válvula.

Los dos diseños de la válvula check de funcionamiento-piloto se identifican como los modelos "2C" ó "4C".

SERIE 4C.

La figura 7-7 nos muestra la construcción de la válvula tipo "4C". El cabezal móvil de la válvula check tiene el resorte ligeramente cargado en contra del asiento el cual es integral con una camisa que guía al pistón piloto. Un orificio de presión piloto en la cubierta del extremo de la válvula se conecta a los pasos que terminan en la cabeza del pistón piloto.

Las tres condiciones de operación de la válvula son mostradas en la Figura 7-8. En los dibujos A y B no hay presión piloto y su funcionamiento es igual al de la válvula check convencional. En el dibujo A, la presión en la cabeza del cabezal móvil (entrada de la válvula) ya abrió el resorte para abrir la válvula y dejar pasar el flujo. En el dibujo B, la presión es mayor en el lado del resorte del cabezal móvil y el flujo de retorno está obstruido.

El dibujo C nos muestra cuando la presión piloto se aplica a la cabeza del pistón piloto. La varilla empuja hacia afuera de su asiento al cabezal móvil y deja que fluya el flúido de regreso. La presión piloto requerida para desasentar al cabezal móvil de este modo, debe ser mayor un 40 porciento a la presión que hay en la cámara de "salida".

SERIE 2C.

En la figura 7-9 se muestra la válvula tipo "2C".- En este diseño, el cabezal móvil de la válvula check se parece a la válvula de un motor de coche y tiene el pistón piloto adjunto a la varilla roscada del cabezal móvil con una tuerca. El resorte ligero mantiene el cabezal móvil asentado, cuando no hay flujo, al empujar en contra del pistón piloto. Se da un orificio aparte de drenaje para evitar que el aceite cree un aumento de presión abajo del pistón.

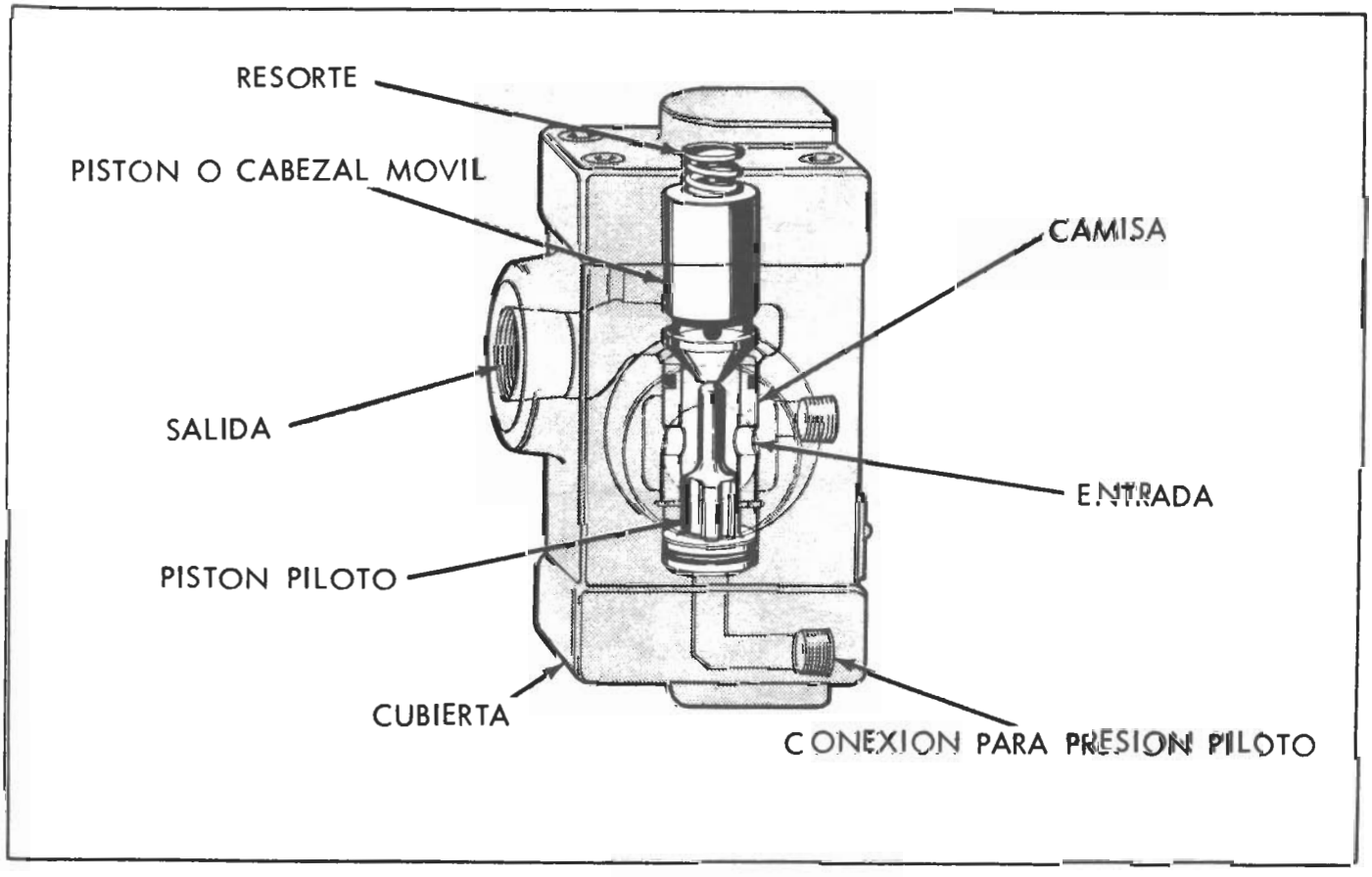


Figura 7-7. Construcción de la Válvula Check "4C".

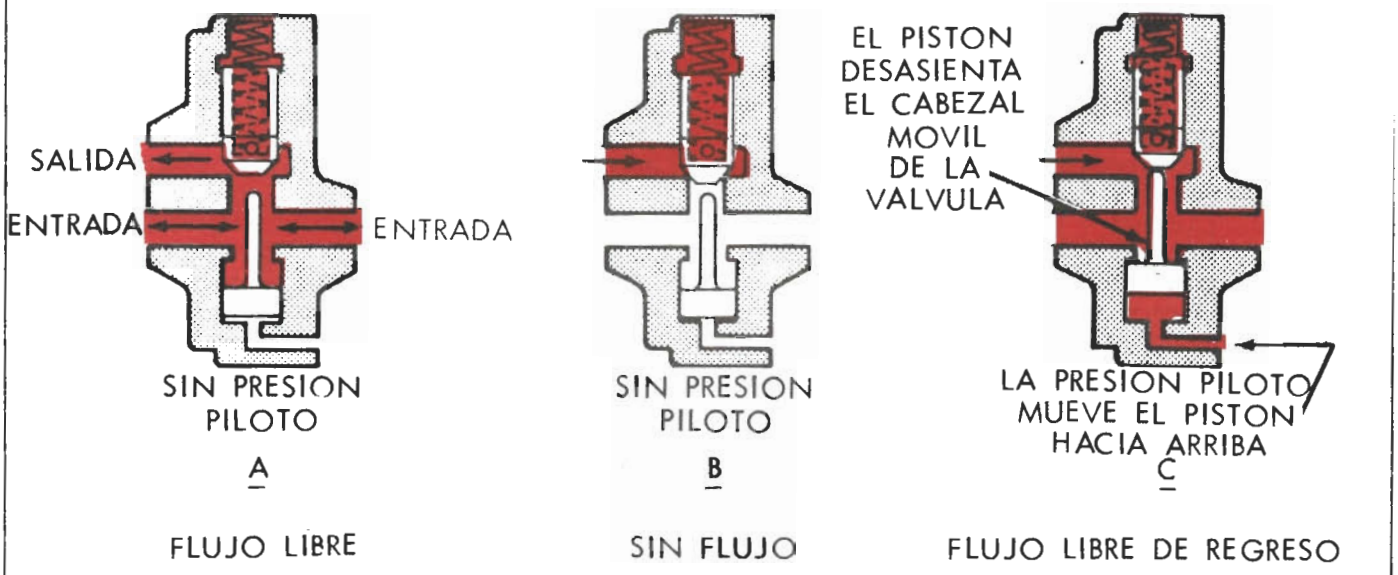


Figura 7-8. Funcionamiento de la Válvula Check "4C".

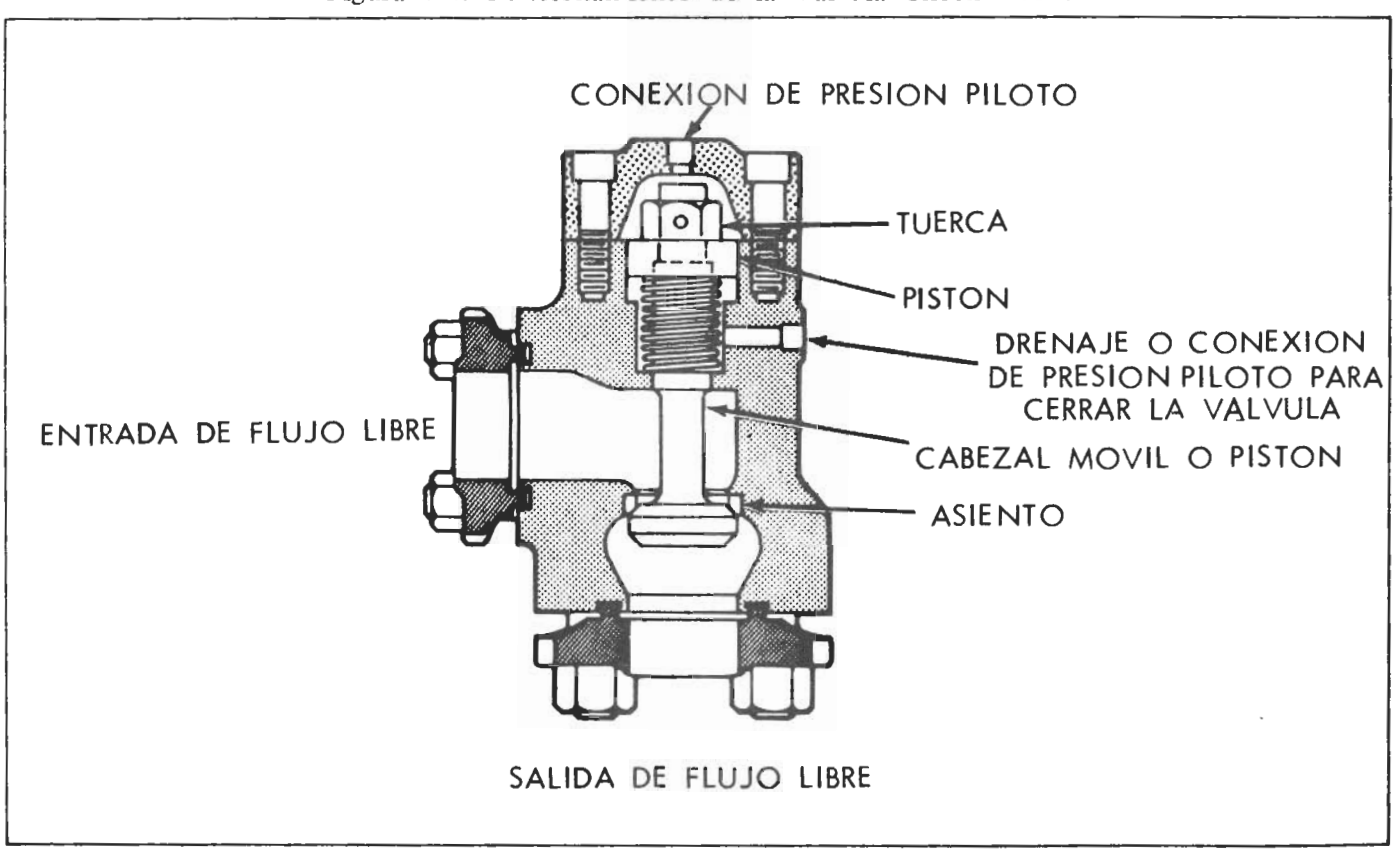


Figura 7-9. Construcción de la Válvula Check "2C".

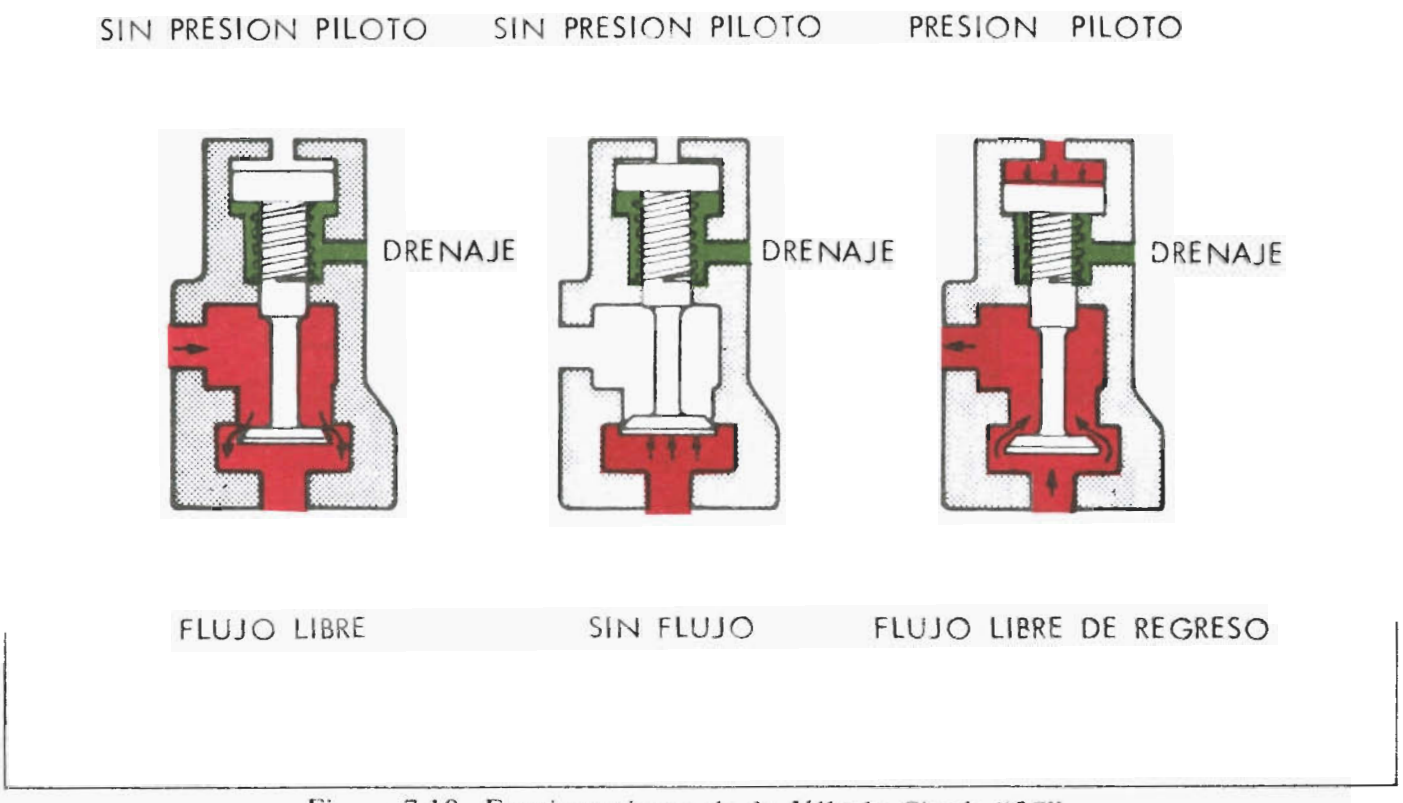


Figura 7-10. Funcionamiento de la Válvula Check "2C".

En la Figura 7-10, dibujos A y B, se muestra el funcionamiento de una válvula check sin presión piloto. El flujo de regreso (Dibujo C) se puede suscitar sólo cuando la presión excede al 80 por-ciento de la presión en la cámara de salida aplicada al pistón piloto.

Esta válvula también la hay sin resorte (Fig. 7-11) para las aplicaciones en donde se necesite al cabezal móvil siempre cerrado o abierto. En el diseño — sin resorte, los orificios, piloto y de drenaje funcionan como si fueran los orificios de la presión piloto y se invierten al usar una válvula direccional. La presión piloto se usa para mantener la válvula en la dirección deseada.

APLICACIONES DE LA VALVULA CHECK DE FUNCIONAMIENTO PILOTO.

En la figura 7-12 se muestran las diferencias básicas del funcionamiento entre las válvulas "2C" y "4C". En la tipo "4C" la presión en la cámara de entrada acciona en contra del pistón piloto para que resista el funcionamiento piloto. En la del tipo "2C" la presión de entrada ayuda al funcionamiento piloto.

Entonces la válvula "4C" es la que se usa en aplicaciones en donde el orificio de entrada está conectado al tanque durante el flujo de regreso. Las aplicaciones típicas son bloquear el flujo alrededor de la válvula de control de volumen durante el ciclo de abastecimiento o evitar que un cilindro se resbale por la fuga de una válvula direccional.

La válvula "2C" se usa efectivamente en donde se requiere obstaculizar interminentemente el flujo que viene de un acumulador. Esta permite flujo libre al acumulador y puede ser fácilmente actuada por el piloto para permitir al acumulador descargar aún cuando haya presión en ambos orificios.

VALVULAS DE DOS VIAS Y DE CUATRO VIAS.

La función básica de las válvulas de dos-vías y de cuatro-vías, es el dirigir el flujo de la entrada, a cualquiera de los orificios de salida. Como se muestra en la Figura 7-13 el flujo al orificio "P" (bomba) de la válvula puede ser dirigido a cualquier orificio de salida (etiquetados A y B por conveniencia). En la válvula de cuatro-pasos el orificio alternador está abierto al orificio del tanque permitiendo que el flujo de regreso llegue al depósito. En la válvula de dos-pasos el orificio alternador está obstruído y el orificio del tanque sirve sólo para las fugas que se drenarán dentro de la válvula.

La mayoría de estas válvulas son del tipo de carrete deslizante aunque hay válvulas rotatorias las cuales se usan principalmente para control piloto. Se hacen en dos-posiciones o tres-posiciones. La válvula de tres-posiciones tiene una posición neutral o de centro. Los métodos para actuarlas incluyen palan-

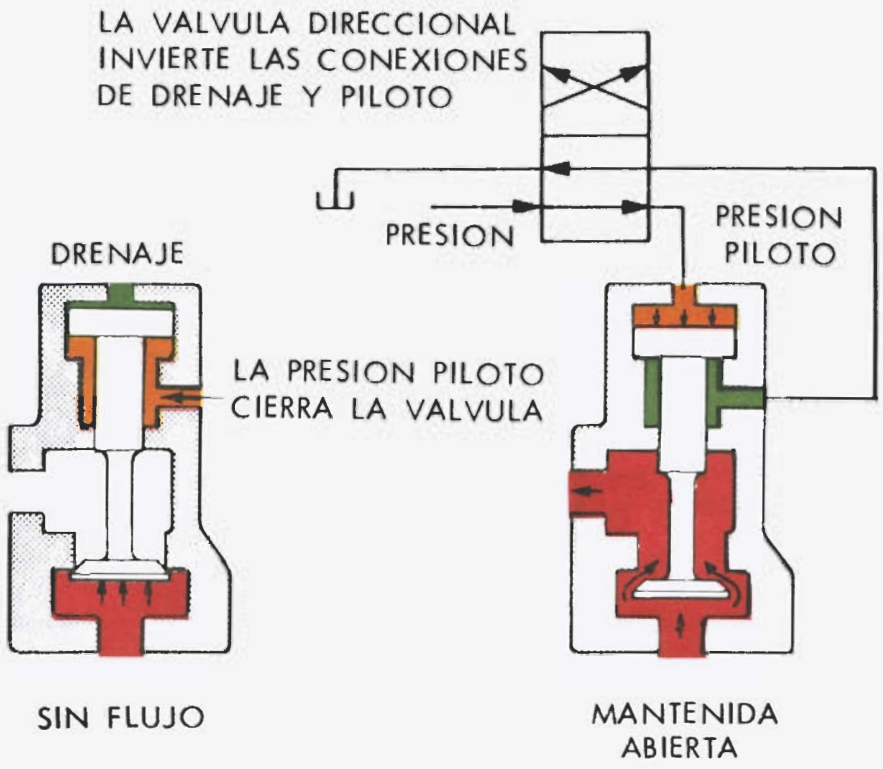


Figura 7-11. Válvula Check "2C" Sin Resorte.

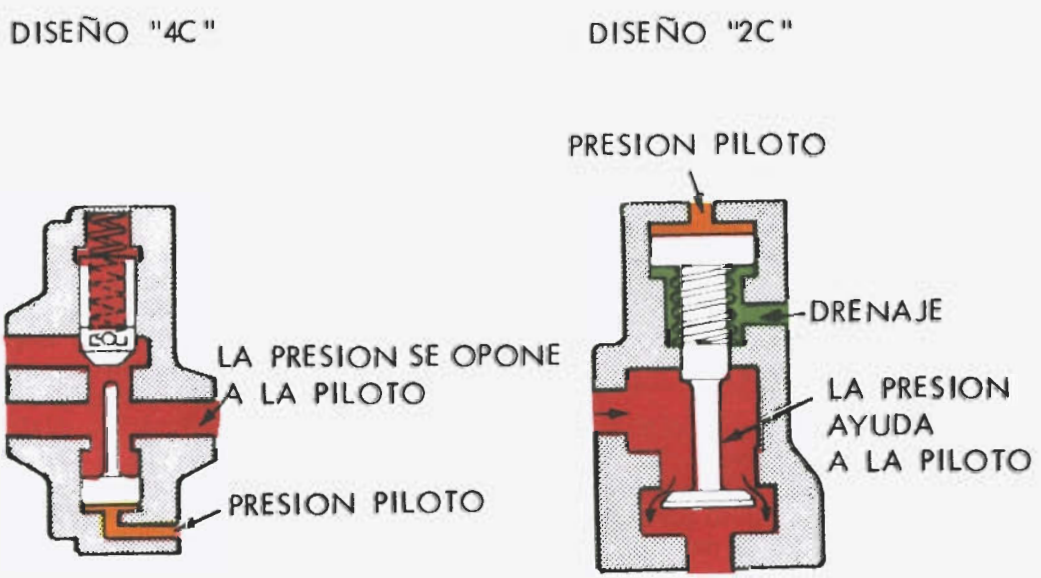


Figura 7-12. Efectos de la Presión en el Control Piloto.

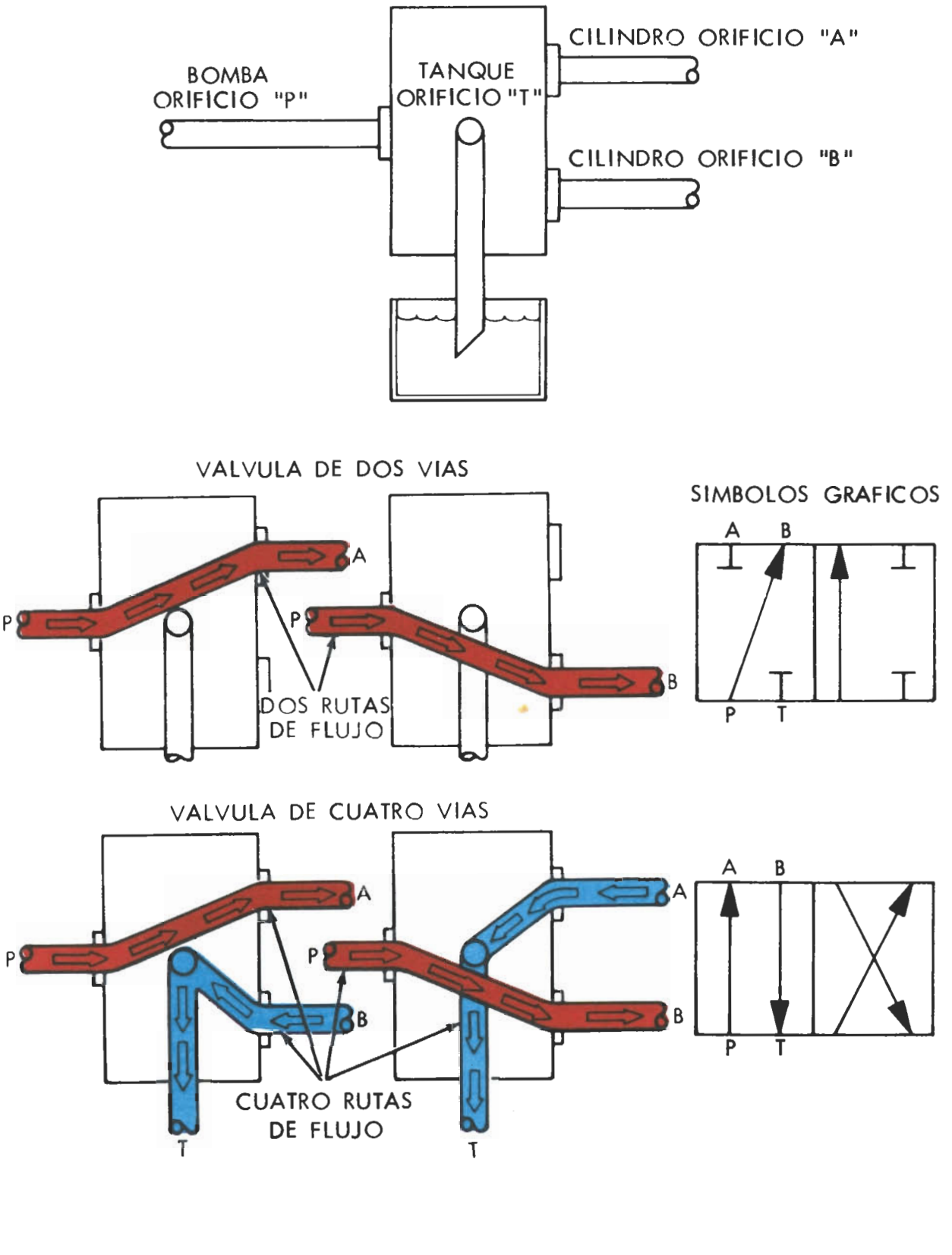


Figura 7-13. Las Rutas de Flujo en Válvulas de Dos y Cuatro Vías.

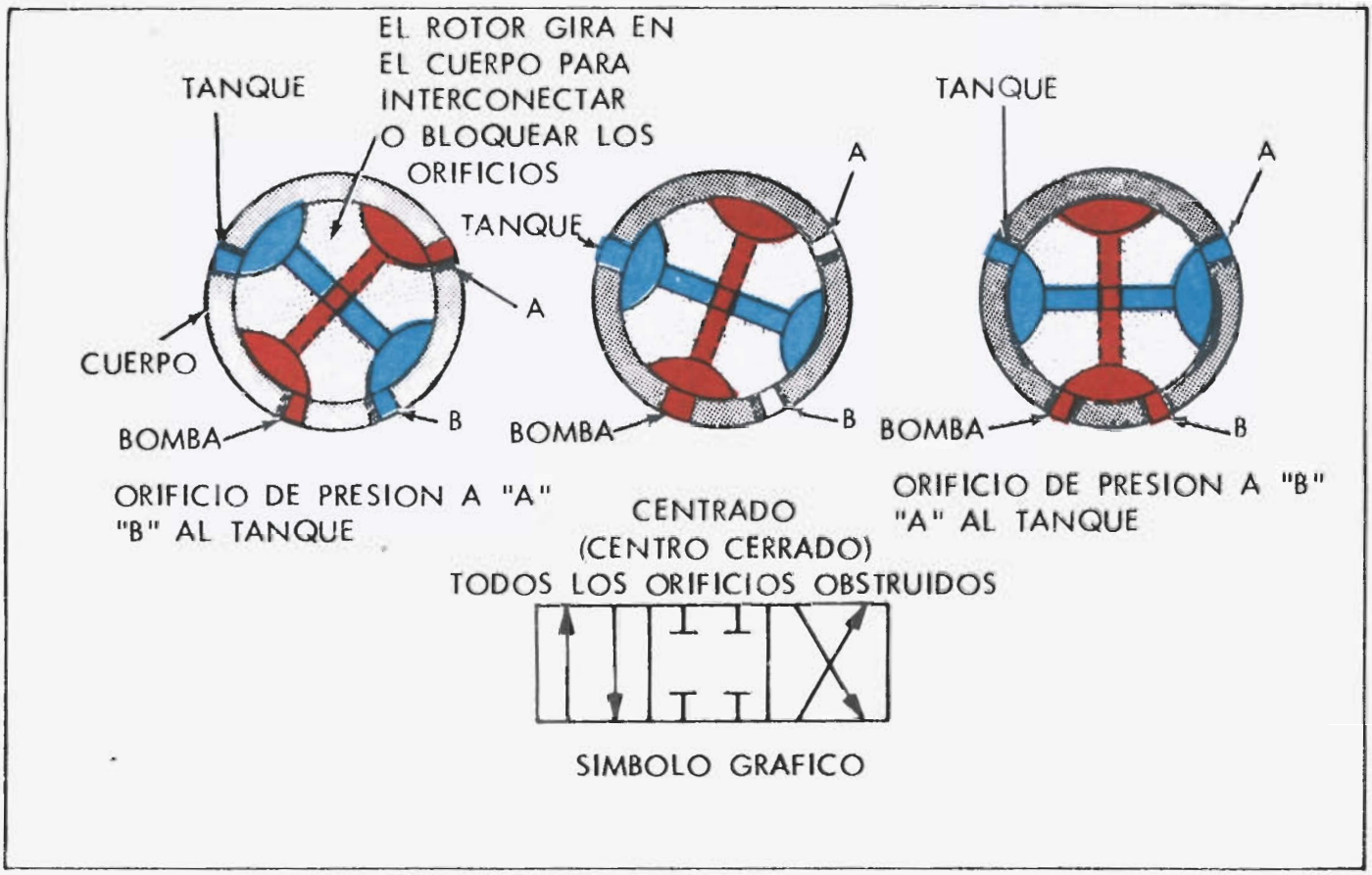


Figura 7-14. Válvula Rotatoria de Cuatro Vías.

cas manuales, levas o uniones mecánicas, resortes, solenoides, presión piloto y otras.

VALVULA DE CUATRO VIAS ROTATORIA.

Una válvula de cuatro-pasos rotatoria (Fig. 7-14) consiste solamente en un rotor bien ajustado al cuerpo de la válvula. Los pasos en el rotor conectan u obstruyen los orificios en el cuerpo de la válvula para dar los cuatro pasos de flujo, como se muestra. Una posición de centro se puede incorporar si así se desea.

Las válvulas rotatorias son actuadas manual o mecánicamente. Pueden regresar cilindros o motores, sin embargo, se usan principalmente como válvulas piloto para controlar a otras válvulas.

VALVULA DE DOS VIAS DE TIPO CARRETE.

En la válvula direccional de tipo carrete (Fig. 7-15) un carrete cilíndrico se mueve de atrás para adelante en un agujero maquinado en el cuerpo de la válvula. Pasos maquinados o perforados de las conexiones del orificio en el cuerpo son interconectados a través de ranuras anulares (cortadas por debajo) en el carrete u obstruidas por el espacio del carrete.

La válvula de dos vías permite escoger dos pasos de flujo. En una posición se permite al flujo del orificio "P" al orificio "A", en la otra posición del "P" al "B". Todos los demás orificios y pasos están obstruidos.

VALVULA DE CUATRO-VIAS DE TIPO CARRETE.

La válvula de cuatro-vías de tipo carrete (Fig. 7-16) es idéntica a la válvula de dos-vías en la Figura 7-15 excepto por el maquinado en los espacios del carrete. El ancho del espacio es reducido para descubrir el orificio "T" en las posiciones extremas, y permite que pase el flúido de regreso al tanque.

OPERANDO LOS CONTROLES.

Las válvulas de carrete pueden ser actuadas o cambiadas de varias formas. Una típica válvula de cuatro-vías manual es la que se muestra con sus símbolos gráficos en la Figura 7-16A, una válvula operada mecánicamente está en la Figura 7-17. Fíjese que los símbolos básicos de la válvula son los mismos, más los símbolos de control.

La figura 7-18 nos muestra una válvula de cuatro-pasos de tipo carrete que se cambia con la presión del aire en contra del pistón en cualquier extremo del carrete de la válvula.

Un método muy común para accionar un pequeño carrete de válvula es con un solenoide (Fig. 7-19).

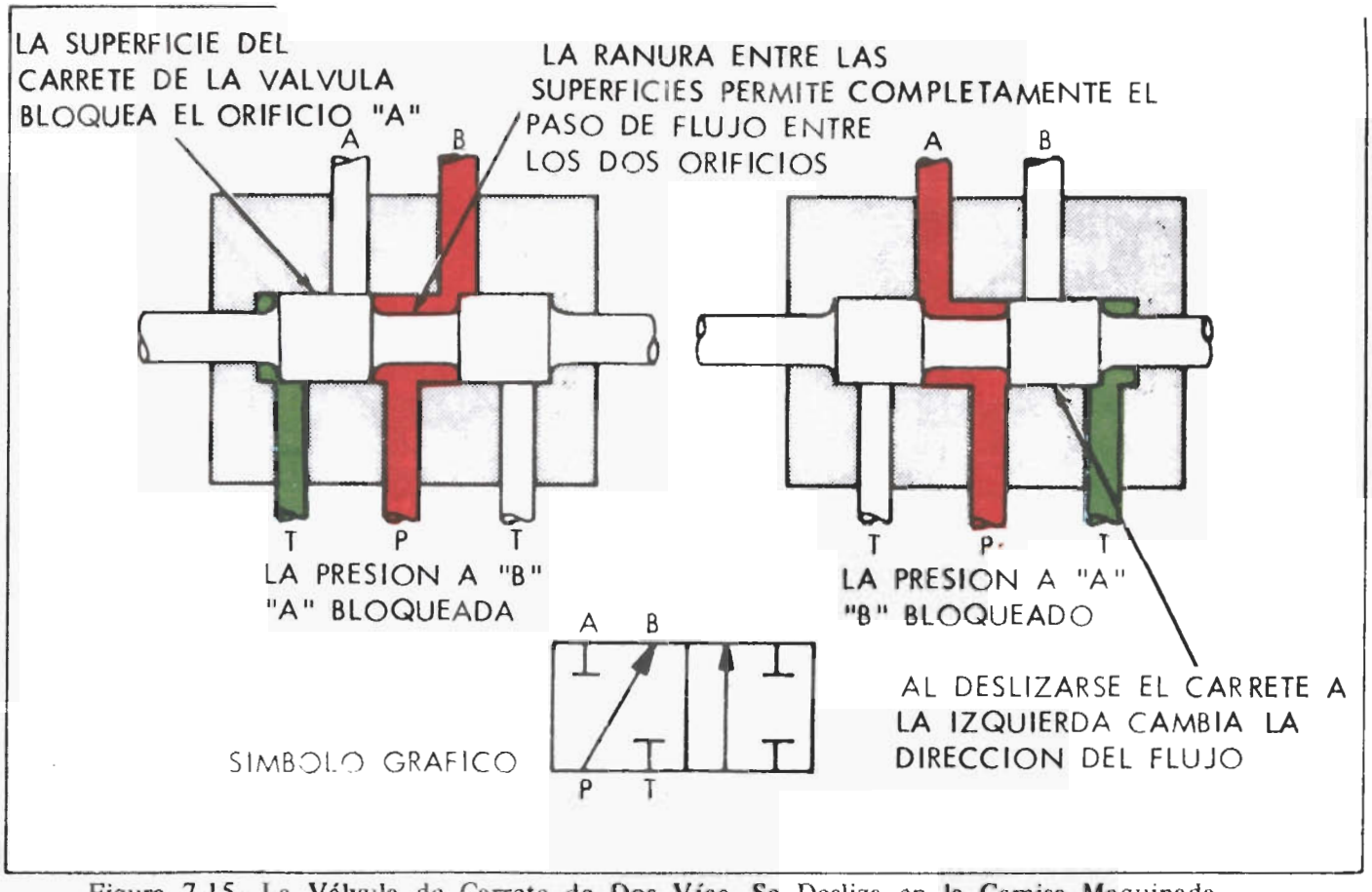


Figura 7-15. La Válvula de Carrete de Dos Vías Se Desliza en la Camisa Maquinada.

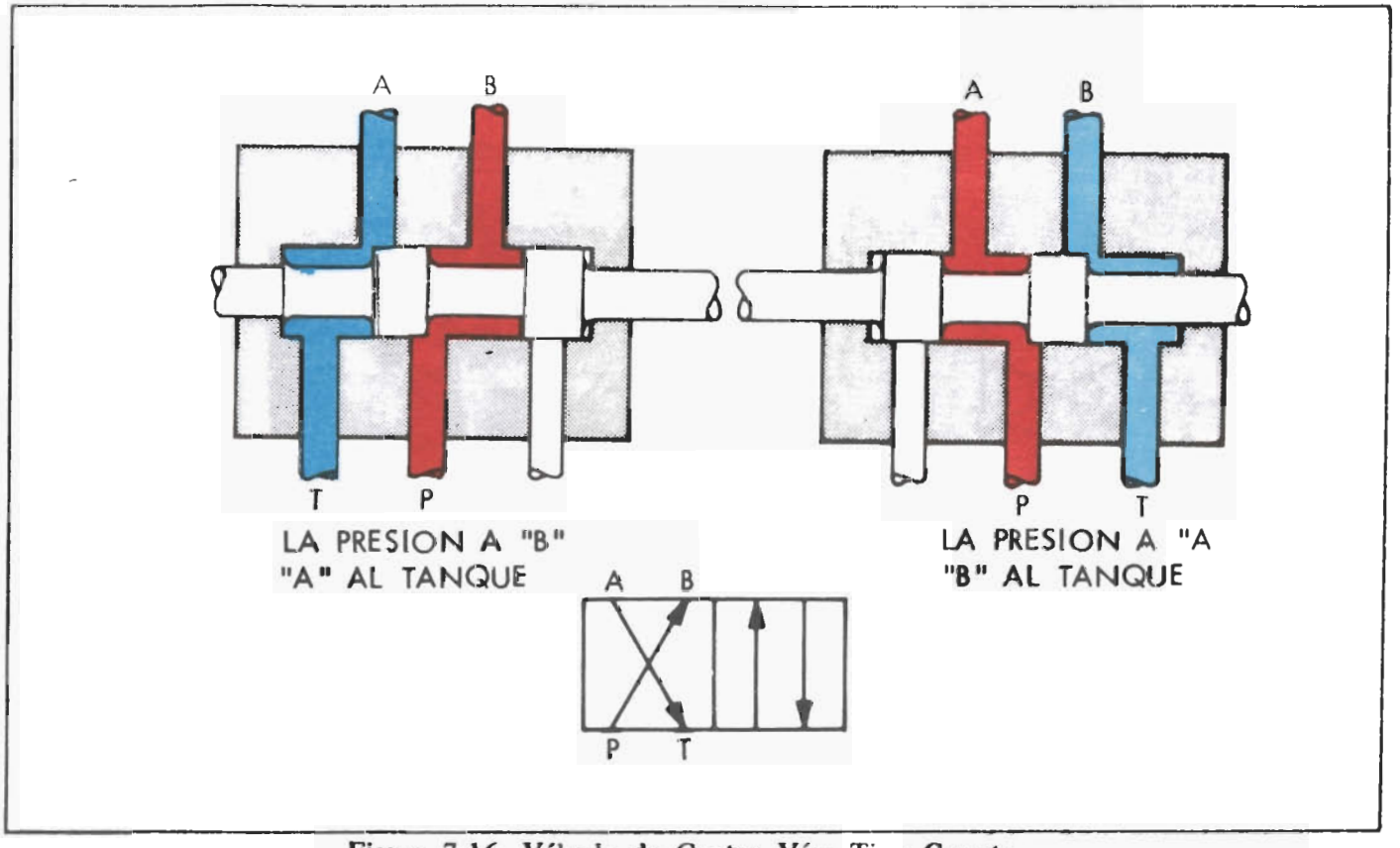


Figura 7-16. Válvula de Cuatro Vías Tipo Carrete.

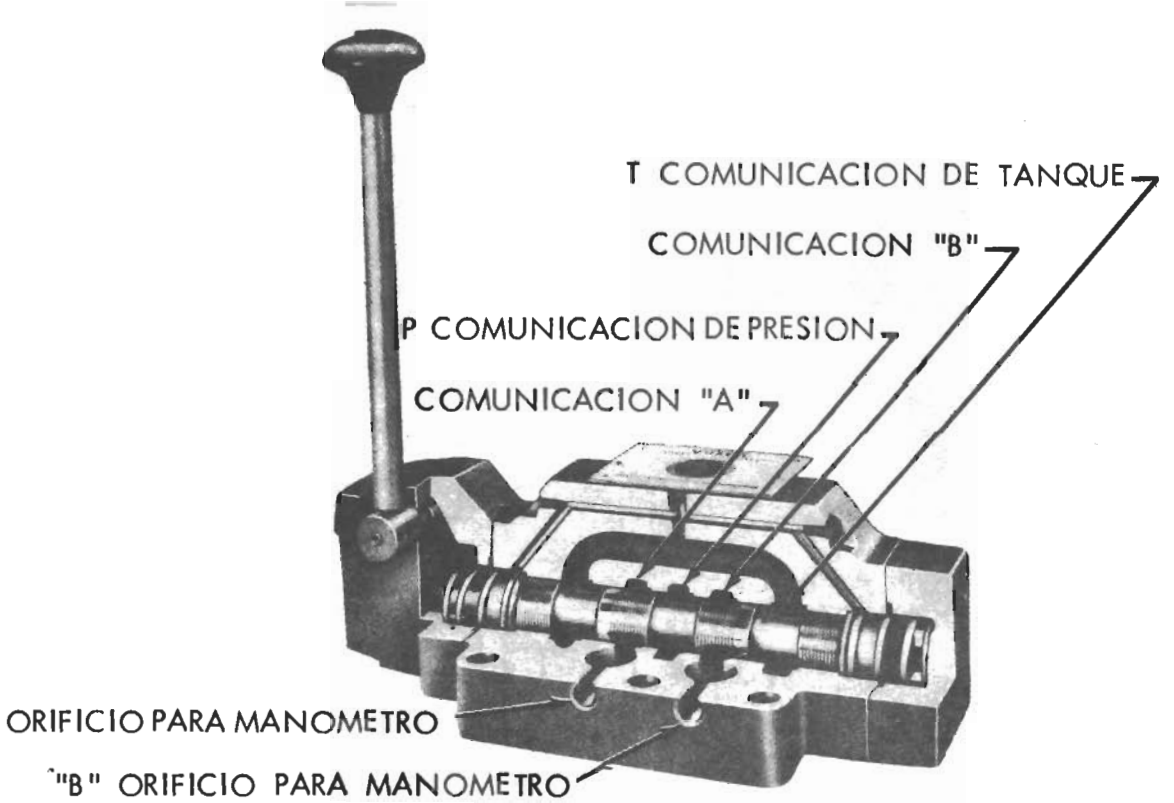


Figura 7-16 A. Válvula de Cuatro Vías Operada Manualmente.

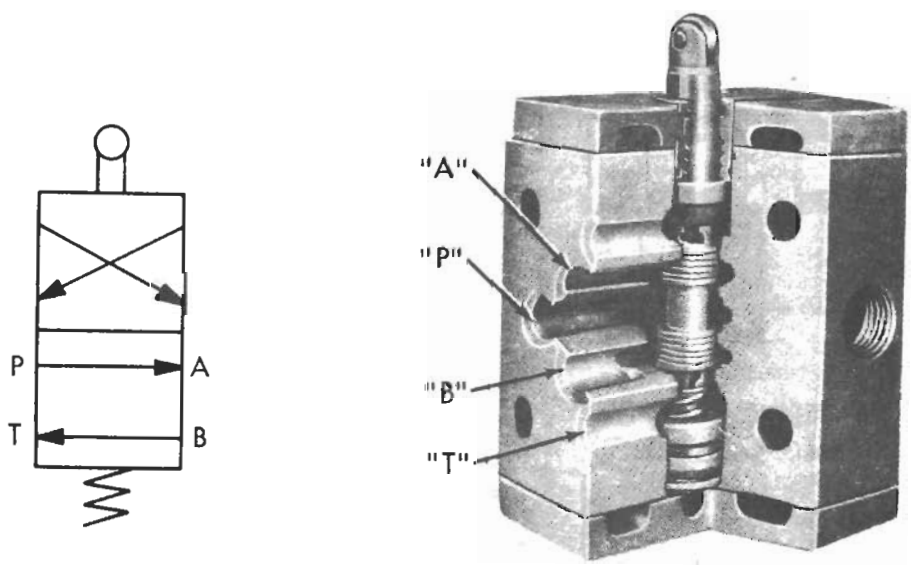


Figura 7-17. Válvula de Cuatro Vías Operada Mecánicamente.

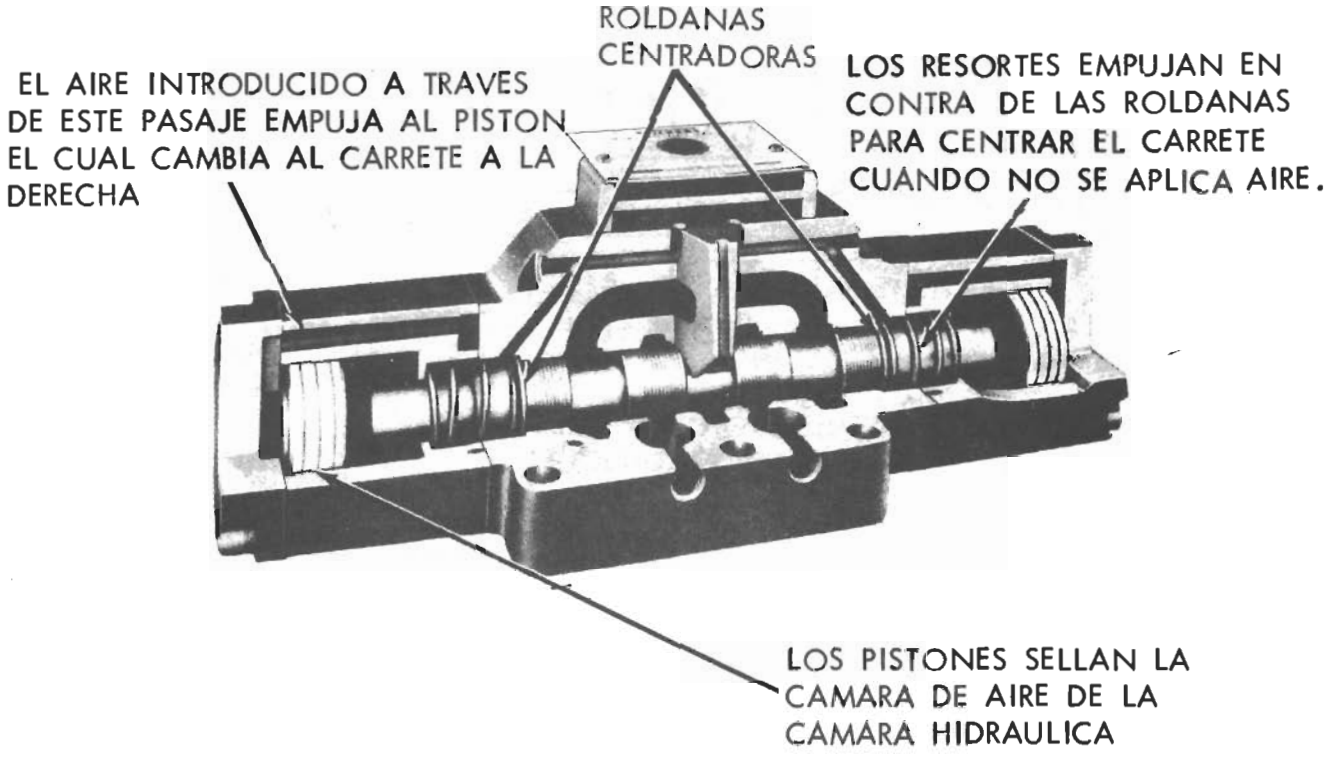


Figura 7-18. Válvula de Cuatro Vías Operada Neumáticamente.

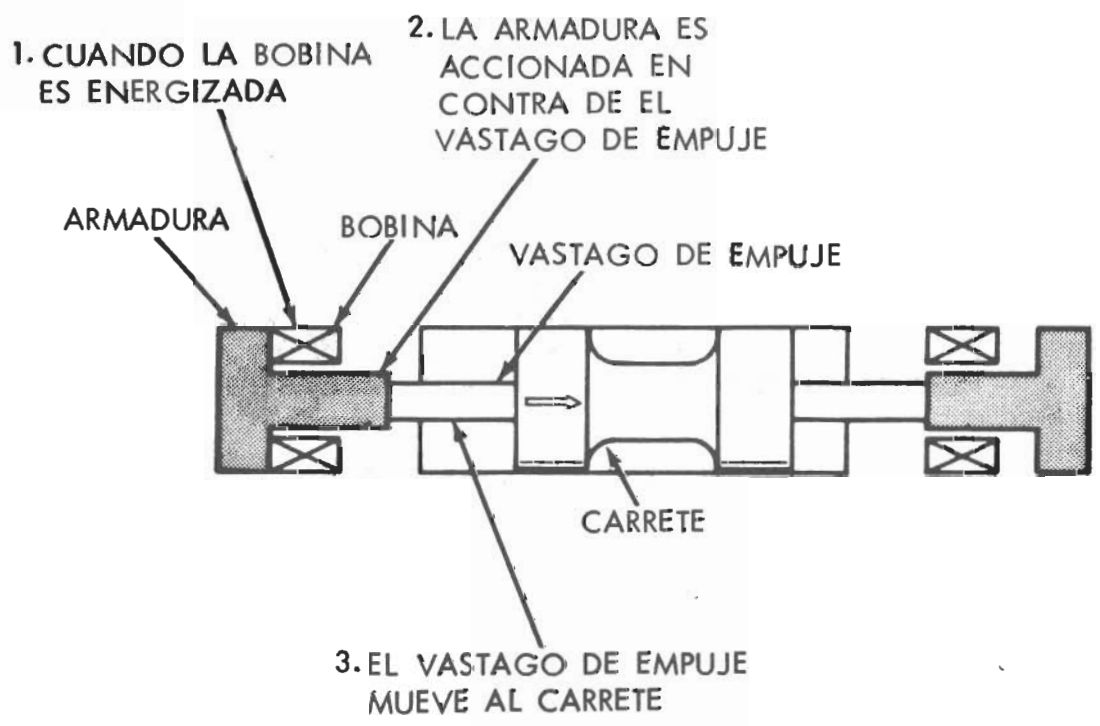


Figura 7-19. Los Solenoides Originan una Fuerza de Empuje para Deslizar los Carretes de Válvulas Pequeñas.

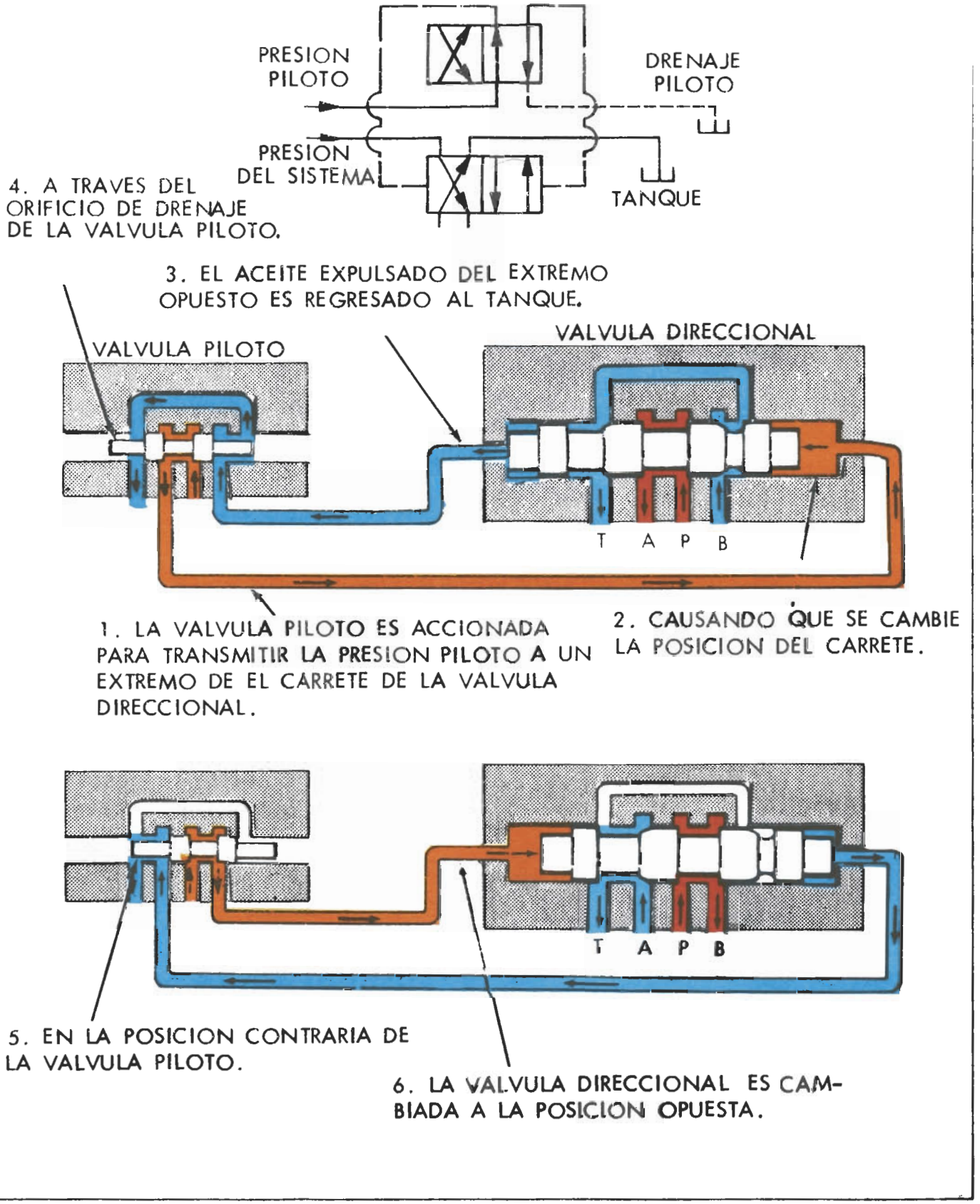


Figura 7-20. La Presión Piloto se Usa para Operar a las Valvulas Direccionales Grandes.

Energía eléctrica aplicada al espiral del solenoide, crea un campo magnético, que empuja la armadura dentro del espiral. El movimiento de la armadura se transmite por medio de un vástago de empuje el cual mueve al carrete.

En las válvulas grandes la fuerza requerida para cambiar el carrete, es mayor que la obtenida del solenoide. La mayoría de las válvulas direccionales grandes son actuadas por presión piloto en contra de cualquier extremo del carrete (Fig. 7-20). El aceite piloto es alimentado de una válvula de cuatro-pasos más pequeña –denominada válvula piloto la cual normalmente actuada por un solenoide puede usar cualquiera de los métodos mostrados en las Figuras 7-16 a la 7-18.

"CENTRADAS POR RESORTE" "POSESIONADAS POR RESORTE" Y "SIN RESORTE".

Los términos de "centradas por resorte" y "posesionadas por resorte" se refieren a que se usa un resorte para regresar el carrete de la válvula a su posición normal.

Una válvula centrada por resorte es puesta en la posición centrada por la fuerza del resorte en cuanto se hace el esfuerzo actuador. La válvula operada por aire mostrada en la Figura 7-18 es centrada por resorte.

Una válvula posesionada por el resorte (Fig. 7-21) es una válvula de dos posiciones regresada a una posición extrema por el resorte en cuanto se suelta el esfuerzo actuante. Se cambia a la posición contraria por uno de los métodos anteriores.

Una válvula "sin resorte" debe ser actuada completamente por un control externo y puede "flotar" entre sus dos posiciones cuando se suelta el control, a menos que sea detenido por retenes o pasos de fricción. Por esta razón es bueno la práctica de mantener control sobre la válvula mientras hace el ciclo.

CONDICIONES DE CARRETE CENTRADO.

La mayoría de las válvulas de tres-posiciones se pueden conseguir con una variedad de carretes intercambiables. Todos los carretes de cuatro pasos tienen modelos de flujo idénticos en las posiciones cambiadas, con condiciones diferentes al centrarlos como se muestra en la Figura 7-22. El tipo de centro abierto intercomunica todos los orificios y el abastecimiento de la bomba puede fluir al tanque a baja presión. El centrado cerrado tiene todos los orificios obstruidos, para que el abastecimiento de la bomba se pueda usar para otras funciones en el circuito. De otro modo, éste es forzado a la válvula de alivio. Otras condiciones centradas permiten obstruir orificios escogidos con otros abiertos. El tipo tandem tiene ambos orificios del cilindro obstruidos en neutral, pero el orificio de presión está abierto al tanque, permitiendo así

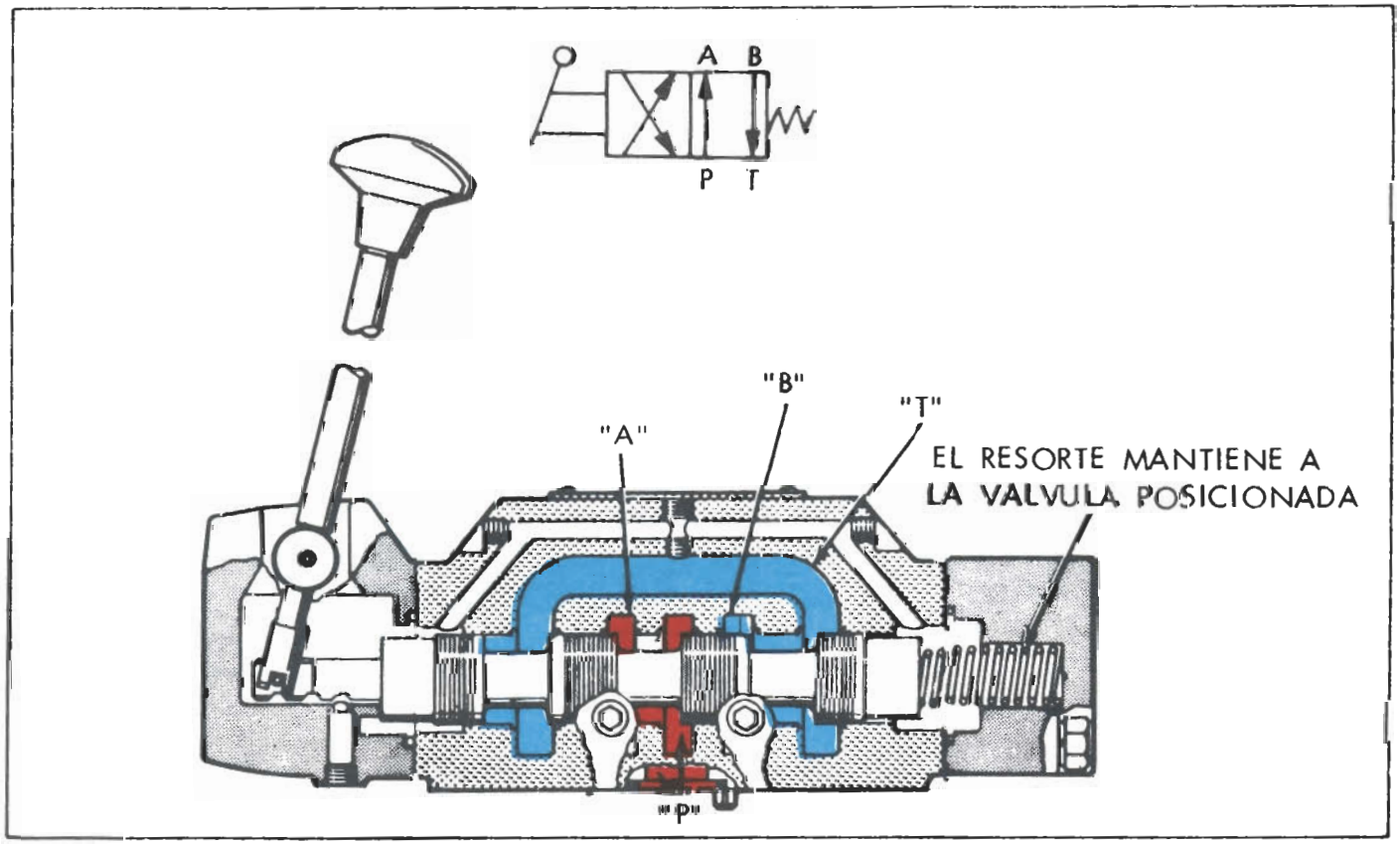


Figura 7-21. La Válvula Posicionada por Resorte Tiene Dos Posiciones.

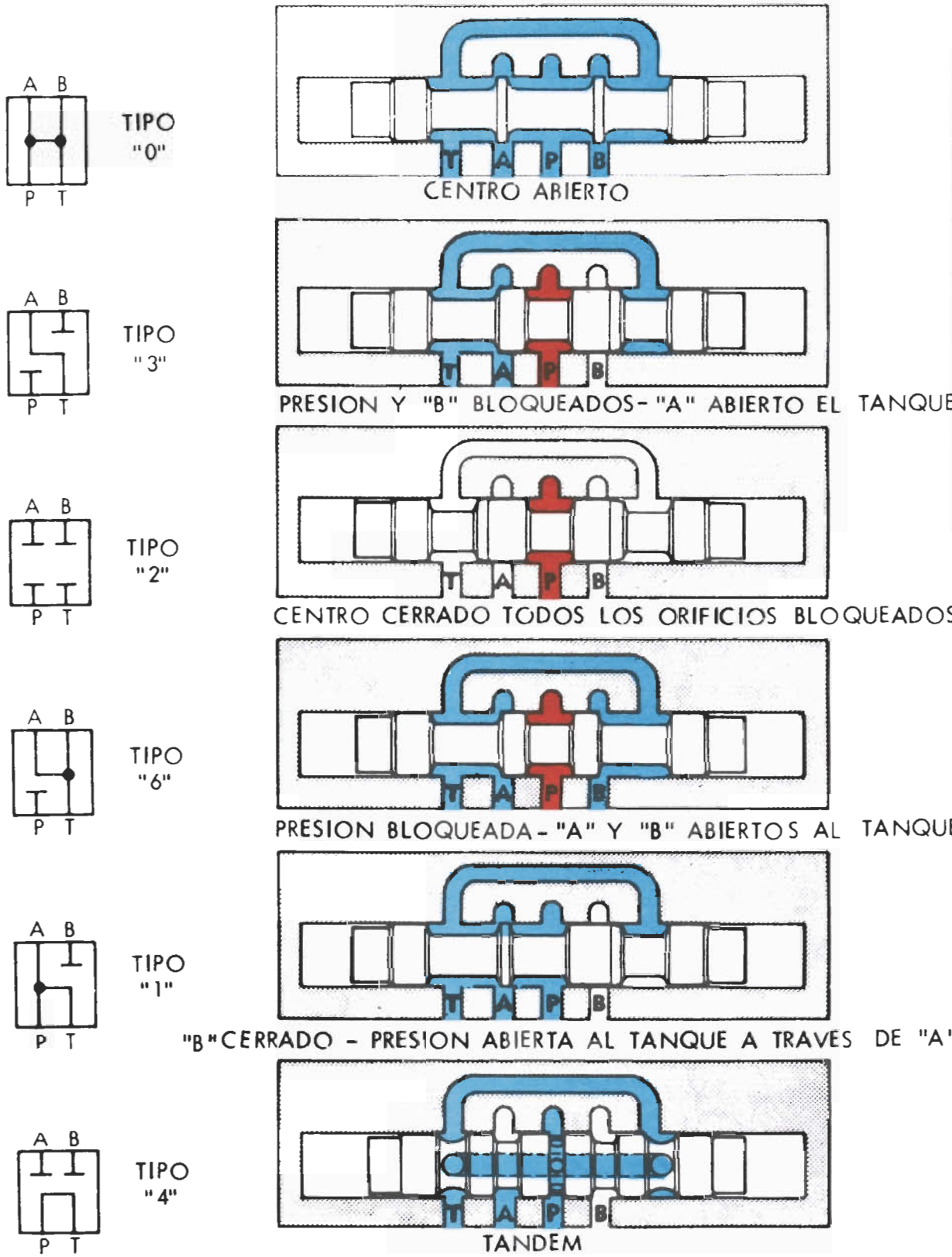


Figura 7-22. Diferentes Tipos de Centro para las Válvulas de Cuatro Vías.

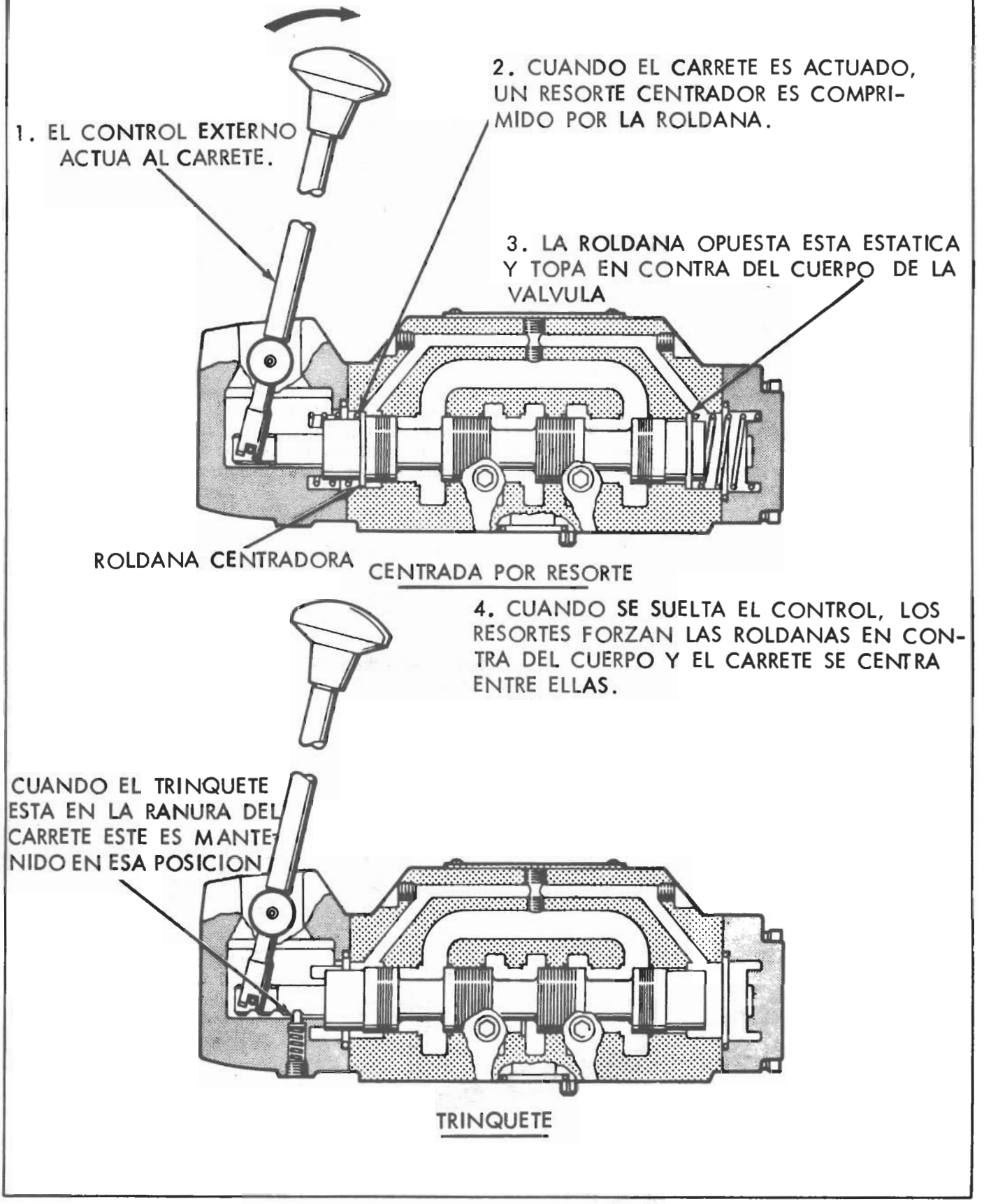


Figura 7-23. Sistemas para Centrar Carretes.

que dos o más válvulas sean conectadas en serie-o tandem.

Los carretes se pueden mantener en sus posiciones centradas, al centrar los resortes por medio de los retenes de resorte cargado (Fig. 7-23) o por medio de aceite bajo presión. Estos últimos dan probablemente los más rápidos y más positivos medios de centrarlos.

SERIE DG4.

Las válvulas de serie DG4 (Fig. 7-24), son válvulas de carrete deslizante construidas para operaciones de solenoides directas. Las conexiones de los orificios se hacen como subplacas permitiendo así que se puedan quitar fácilmente del cuerpo de la válvula, para darles servicio o cambiarlas. Los solenoides son de contenido-propio, unidades de tipo-empuje, las cuales son atornilladas a los extremos del cuerpo de la válvula.

La mayoría de éstas válvulas está clasificada en el promedio de 10 a 20 gpm. Se hacen en tres-posiciones de resorte-centrado y en dos posiciones de resorte-posesionador o sin resorte. En la Figura 7-25 se muestran las tres esquemáticamente con sus símbolos gráficos.

Las modificaciones que se pueden hacer a éste diseño, incluyen un resorte-posesionador u operado por leva (Fig. 7-26) con un interruptor eléctrico limitado, controlado por los movimientos del carrete, así como también con varios solenoides diferentes diseñados para aplicaciones especiales.

VALVULAS DE SERIES DG3 Y DG5.

Las válvulas más grandes en la serie DG son actuadas hidráulicamente, muchas de ellas usando una DG4 como su piloto. En la Figura 7-27 se muestra la válvula operada con una DG3 de piloto, la cual también está montada con una subplaca. El carrete es cambiado con la presión en contra de un extremo con el extremo opuesto abierto al tanque. Las conexiones de la presión para la válvula piloto remota, se hacen a través de una placa de montaje.

En algunas de las válvulas anteriores, estas conexiones están en los extremos del cabezal.

Las válvulas DG5 son operadas por piloto, válvulas controladas por solenoide con la válvula piloto montada en el cuerpo principal de la válvula (Fig. 7-28). Ambas válvulas DG3 y DG5 se pueden conseguir con resorte-centrado, sin resorte y de resorte posesionador (Fig. 7-29) con varias configuraciones del carrete.

Las válvulas de dos-pulgadas o más grandes son conectadas con bridas en lugar de subplacas y son designadas DF 3 (Operadas por piloto) o DF 5 (controladas por solenoides, operadas por piloto).

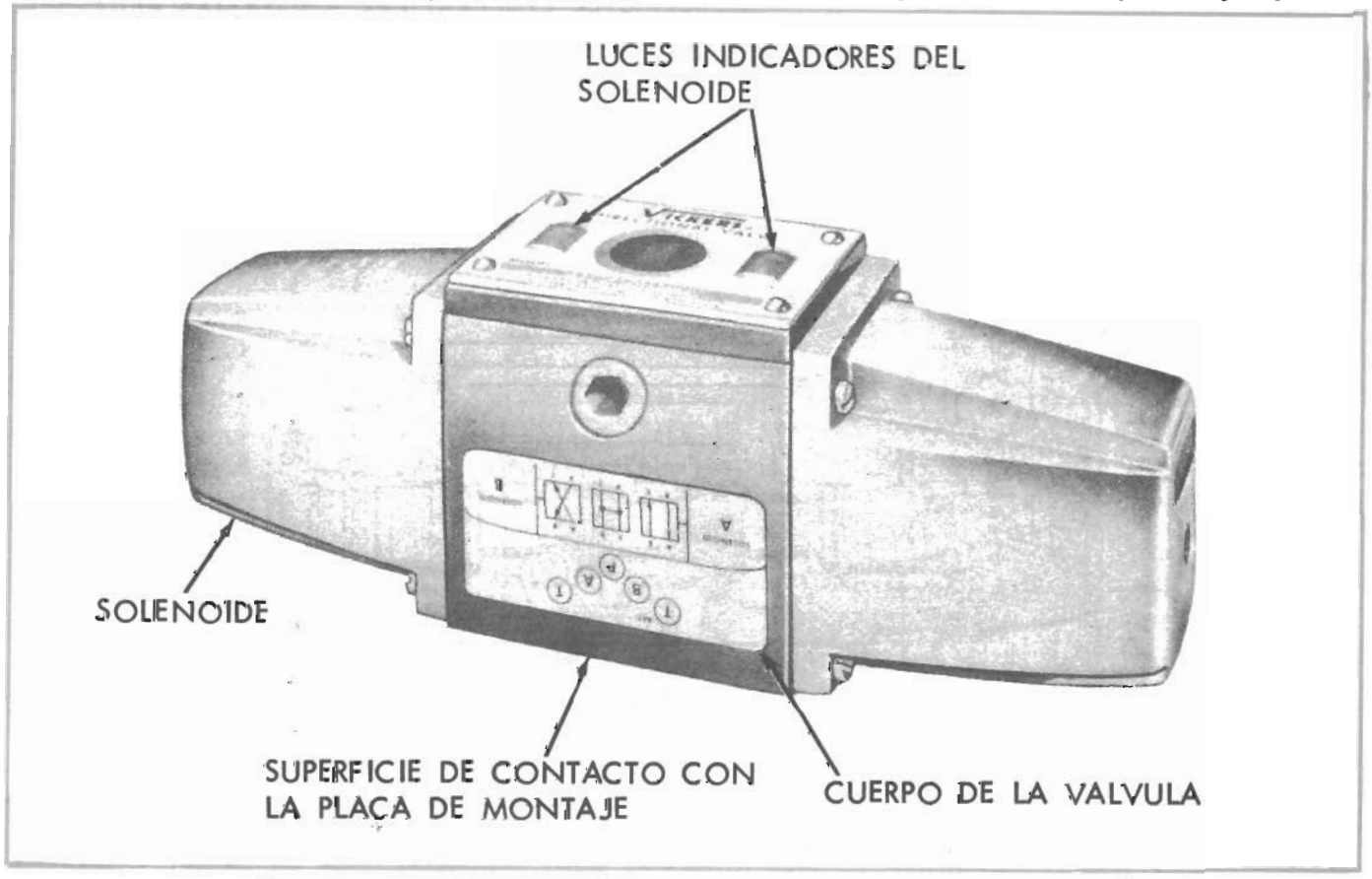
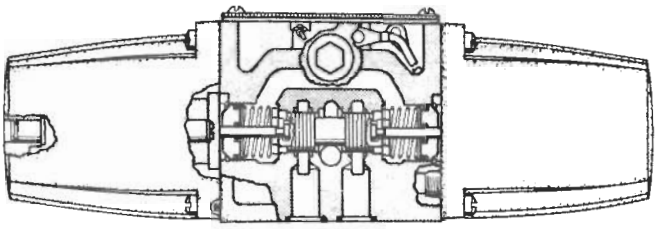
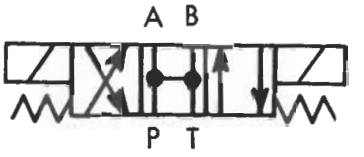


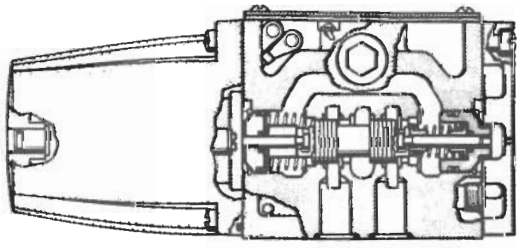
Figura 7-24. Las Válvulas Serie DG 4 Son Operadas por Solenoide.

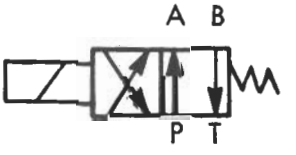
CENTRADA POR RESORTE



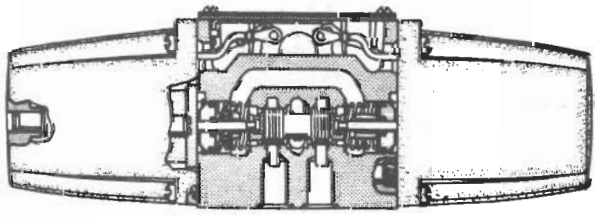


POSICIONADA POR RESORTE





TRINQUETE



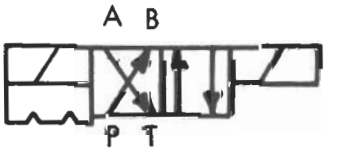
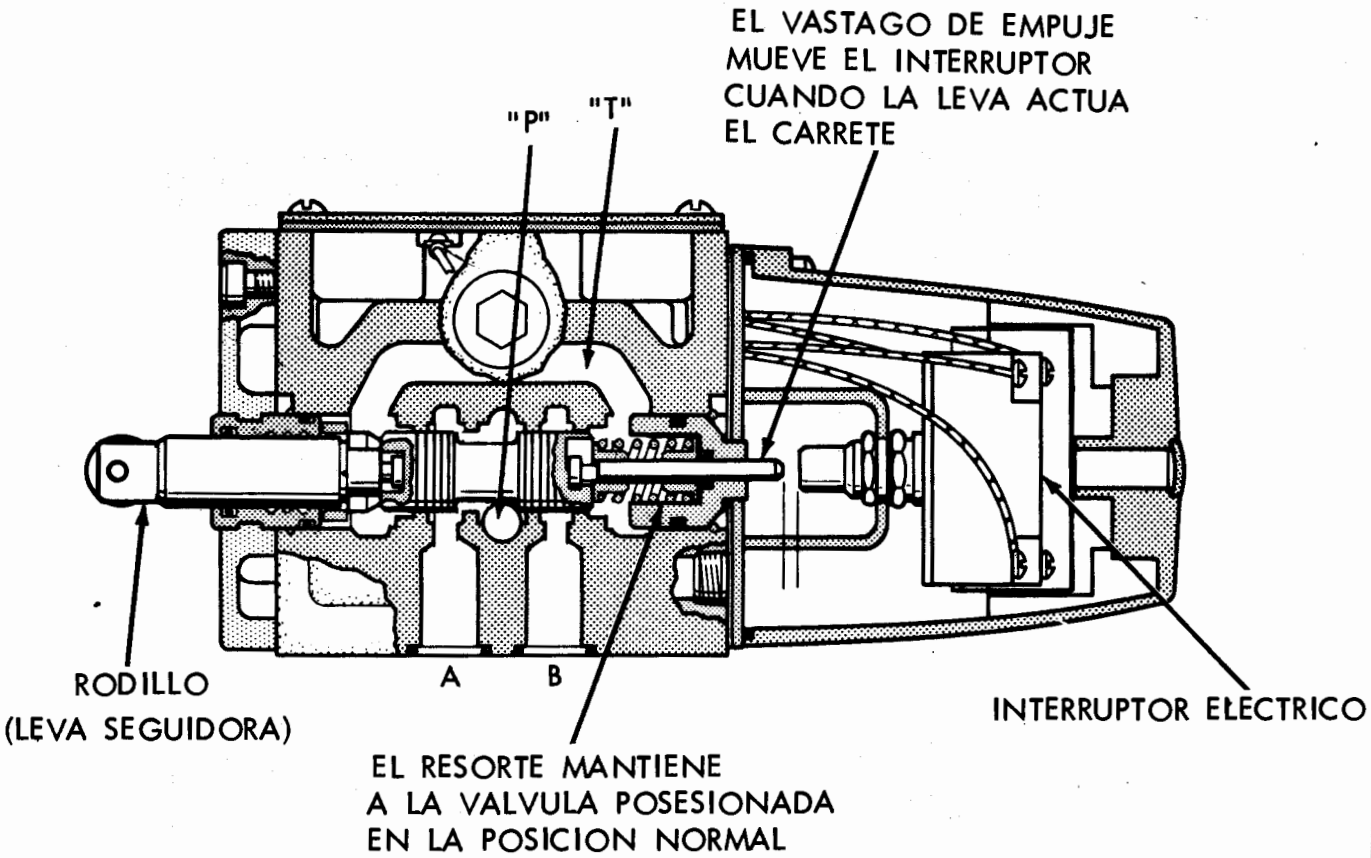


Figura 7-25. Tres Versiones de la Válvula de Cuatro Vías Tipo DG.



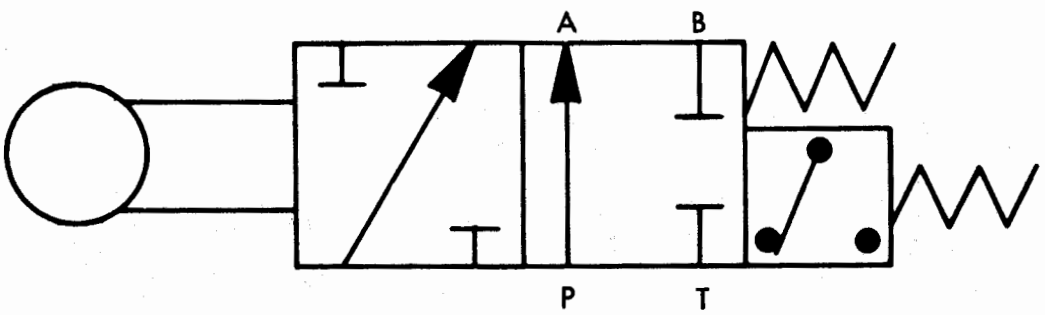


Figura 7-26. Válvula "DG" Operada por Leva con Interruptor Eléctrico.

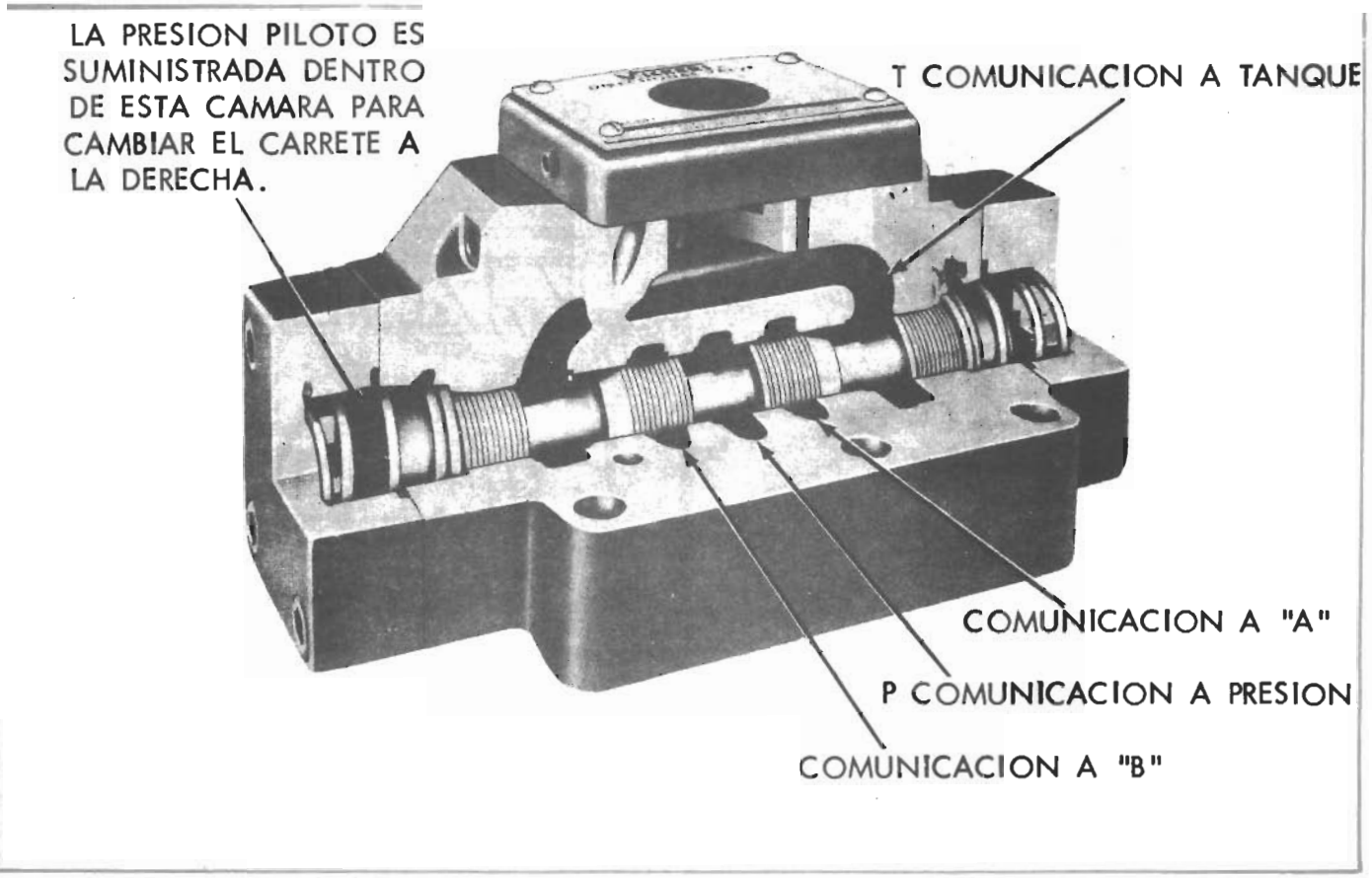


Figura. 7-27 Válvula "DG 3" Operada por Piloto.

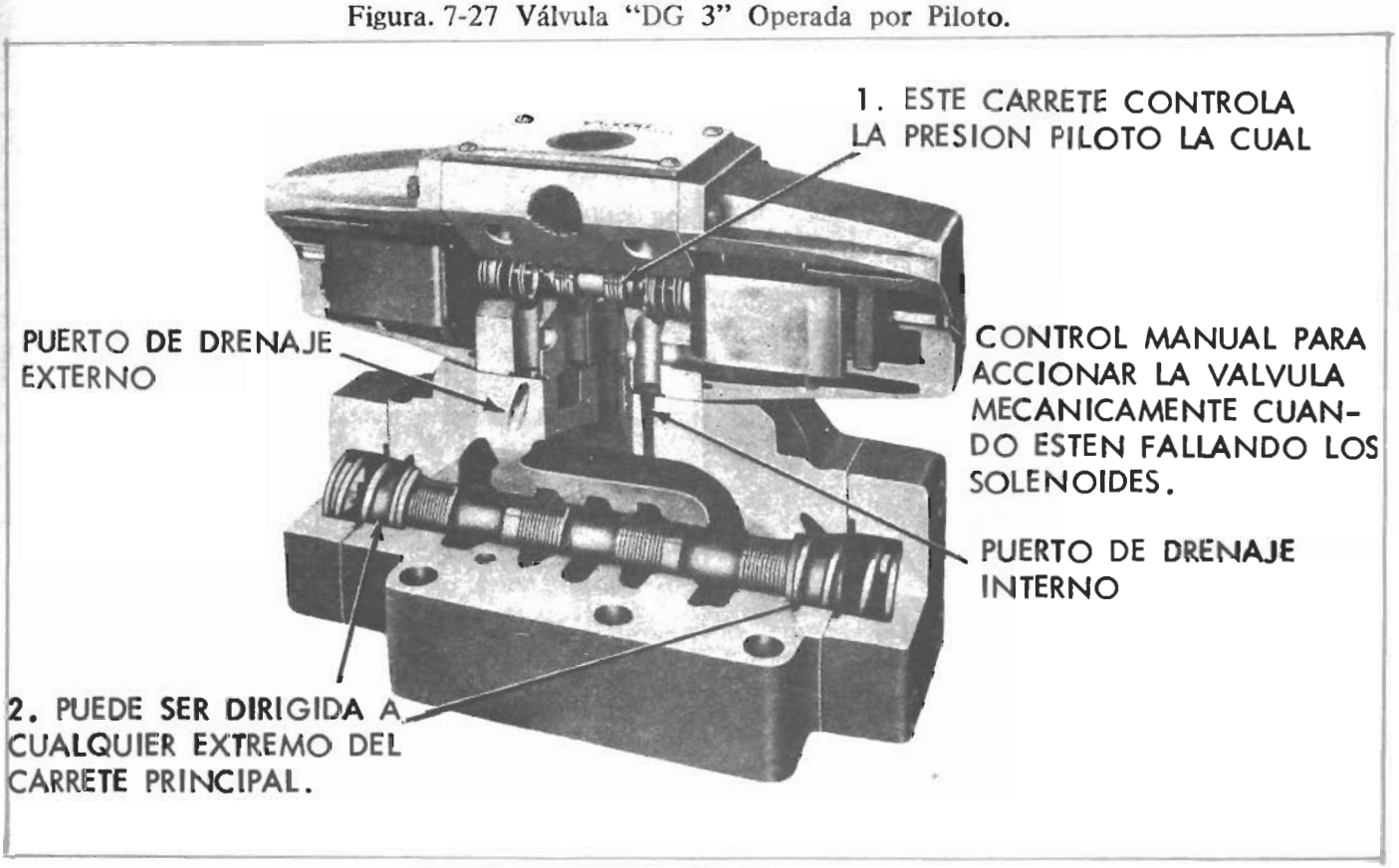


Figura 7-28. Válvula Típica "DG 5" Controlada por Solenoide Operada por Presión Piloto.

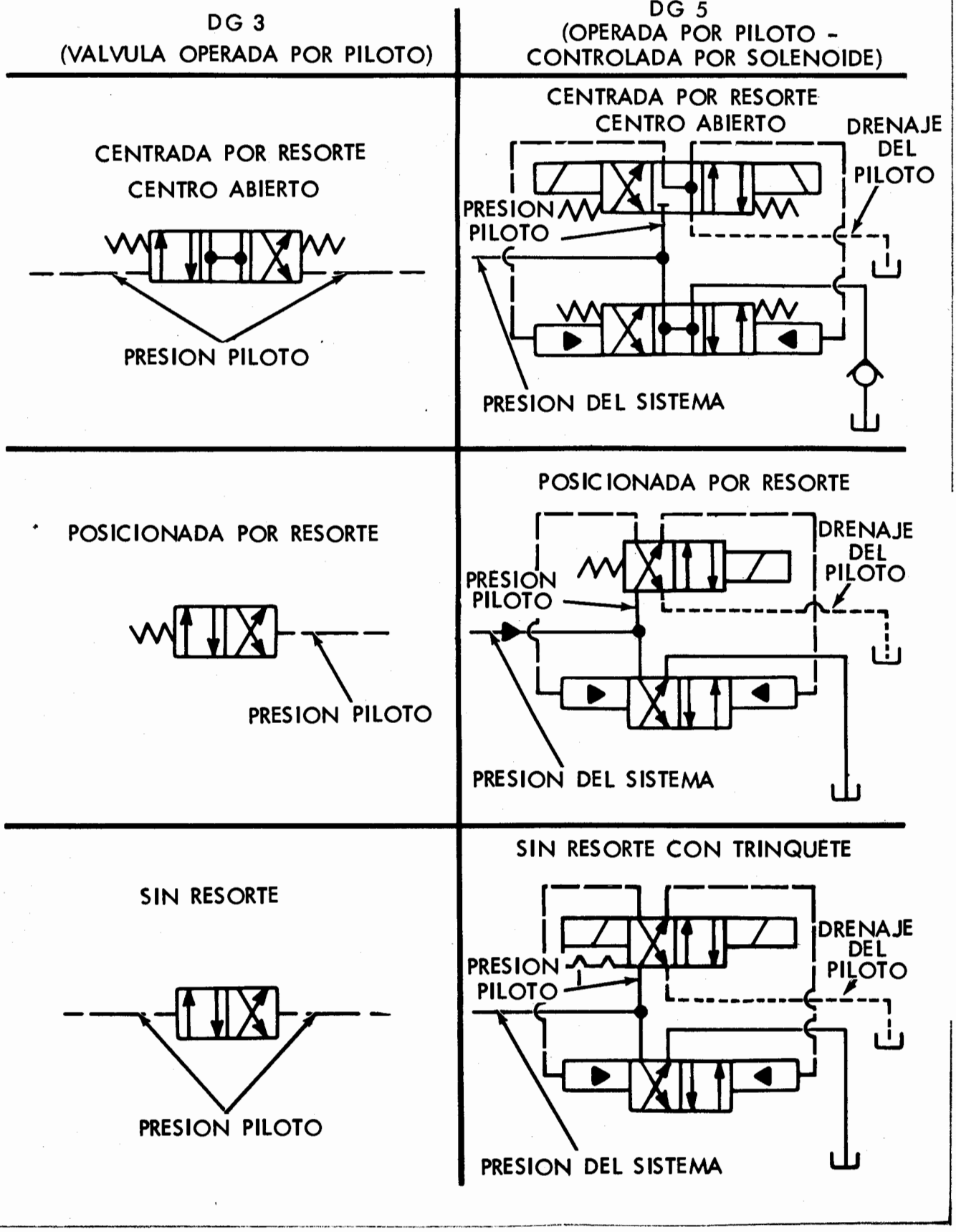


Figura 7-29. Variaciones de las Válvulas DG 3 y DG 5.

FUENTES DE PRESION PILOTO.

Normalmente, la presión piloto es dada en las válvulas DG5 a través de un paso interno que viene del orificio "P" de la válvula principal (Fig. 7-29).

En donde el orificio de la bomba está abierto al tanque en la posición centrada, será necesario instalar una válvula check en la línea (regreso) del tanque para crear presión piloto (Fig. 7-30).

También en otras condiciones se desea o se necesita usar una fuente externa de presión piloto. En este caso, la conexión interna piloto es tapada y el aceite piloto es abastecido a través de un orificio aparte en la subplaca. Una conexión antes de la válvula check instalada arriba de la corriente que viene de la válvula direccional como se muestra en la Figura 7-30, es un método para lograr esto. Sin embargo, algunos de los modelos de la válvula DG5, se consiguen con una válvula check instalada en el orificio de presión del cuerpo para estos fines. Entonces, el aceite piloto está disponible internamente. Véase la Figura 7-31.

REGULADOR PILOTO.

Se puede incorporar un regulador piloto (Fig. 7-32) para disminuir la travesía del carrete, para suavizar las reversas o para dar un corto tiempo o un período de alojamiento antes de invertir el actuador.

El efecto del funcionamiento de un regulador piloto es como un medidor de salida de la restricción de la válvula. Este permite flujo piloto libre para el extremo del carrete principal, pero restringe el flujo de salida del extremo opuesto, así invierte el flujo gradualmente y suaviza el contacto del carrete cuando se cambia. Los orificios de control son ajustables. Se logra flujo libre dentro con unas válvulas check.

Se puede conseguir el ensamble de un regulador piloto para montarlo directo a las válvulas DG3 ó DF3, o entre las válvulas piloto y principal en las válvulas DG5 ó DF5 (Fig. 7-33). En otras válvulas el regulador puede ser construido en los extremos del cabezal.

PISTONES PILOTO.

Los pistones piloto (Fig. 7-34) son algunas veces usados cuando los carretes grandes de las válvulas son cambiados hidráulicamente. Ya que sólo se necesita llenar el volumen de desplazamiento con el pistón pequeño, se requiere menos aceite piloto y se pueden obtener tiempos de cambio más rápidos.

Un pistón diferencial es simplemente la incorporación de un pistón en un extremo para dar áreas diferentes. Aplicando presión constante a el área menor del pistón diferencial, se puede usar para ladear el carrete a un lado en lugar del resorte.

VALVULAS DE DESACELERACION.

Frecuentemente los cilindros hidráulicos tienen amortiguadores preconstruidos para bajar la velocidad de los pistones del cilindro en el extremo del extremo de su travesía. Cuando es necesario desacelerar un cilindro en alguna posición intermedia, o bajarle la velocidad, o parar un actuador rotatorio (motor) se requiere de una válvula externa.

La mayoría de las válvulas de desaceleración son válvulas operadas con leva con carretes ahusados. Se usan para disminuir gradualmente el flujo que va o viene de un actuador para que paren o desaceleren suavemente. Una válvula "normalmente abierta" corta el flujo cuando su émbolo es oprimido por una leva. Puede que se use para bajar la velocidad de la cabeza de un cilindro de taladro en una rápida travesía alimentadora, o para parar mesas de índice pesado o prensas muy grandes suavemente.

Algunas de las aplicaciones requieren una válvula para permitir flujo cuando son actuadas y para cerrar el flujo cuando se suelta el émbolo. En este caso se usa una válvula "normalmente cerrada". Se usa frecuentemente este tipo de válvula para dar un ajuste de cierre interior en donde el flujo puede ser dirigido a otra rama del circuito cuando el actuador o carga alcanzan cierta posición. Ambos tipos de válvulas la de "normalmente cerrada" y la de "normalmente abierta" se pueden conseguir con válvulas check integrales para permitir que fluya libremente el flujo de regreso.

DISEÑO DEL EMBOLO AHUSADO.

Uno de los primeros diseños de la válvula de desaceleración (Fig. 7-35) usa un émbolo ahusado para reducir el flujo al ser actuado con una leva. Antes de oprimir el émbolo (dibujo A) flujo libre pasa de la entrada a la salida. Oprimiendo gradualmente el émbolo corta el flujo (Dibujo B). El flujo libre de regreso (dibujo C) es el que pasa por la válvula check integral.

El porcentaje de control de estas válvulas depende del volumen de flujo y en lo que se eleve la leva. A cerca del volumen máximo, ésto es con una caída de presión inicial a través de la válvula, hay control a través de la carrera del émbolo. En porcentajes bajos de flujo sólo parte de la travesía se puede controlar – del punto en donde se crea la caída de presión.

Esta succión se ha eliminado con el diseño del orificio de la válvula ajustada, el cual permite reajustar la válvula a cualquier flujo.

DISEÑO DEL ORIFICIO AJUSTABLE.

La válvula de diseño de orificio ajustable modelo serie DT15S2 es el que se ve en la Figura 7-36. En esta válvula una leva casi-ajustada y camisa con orificios rectangulares o ventanas, son los que se usan para controlar el flujo.

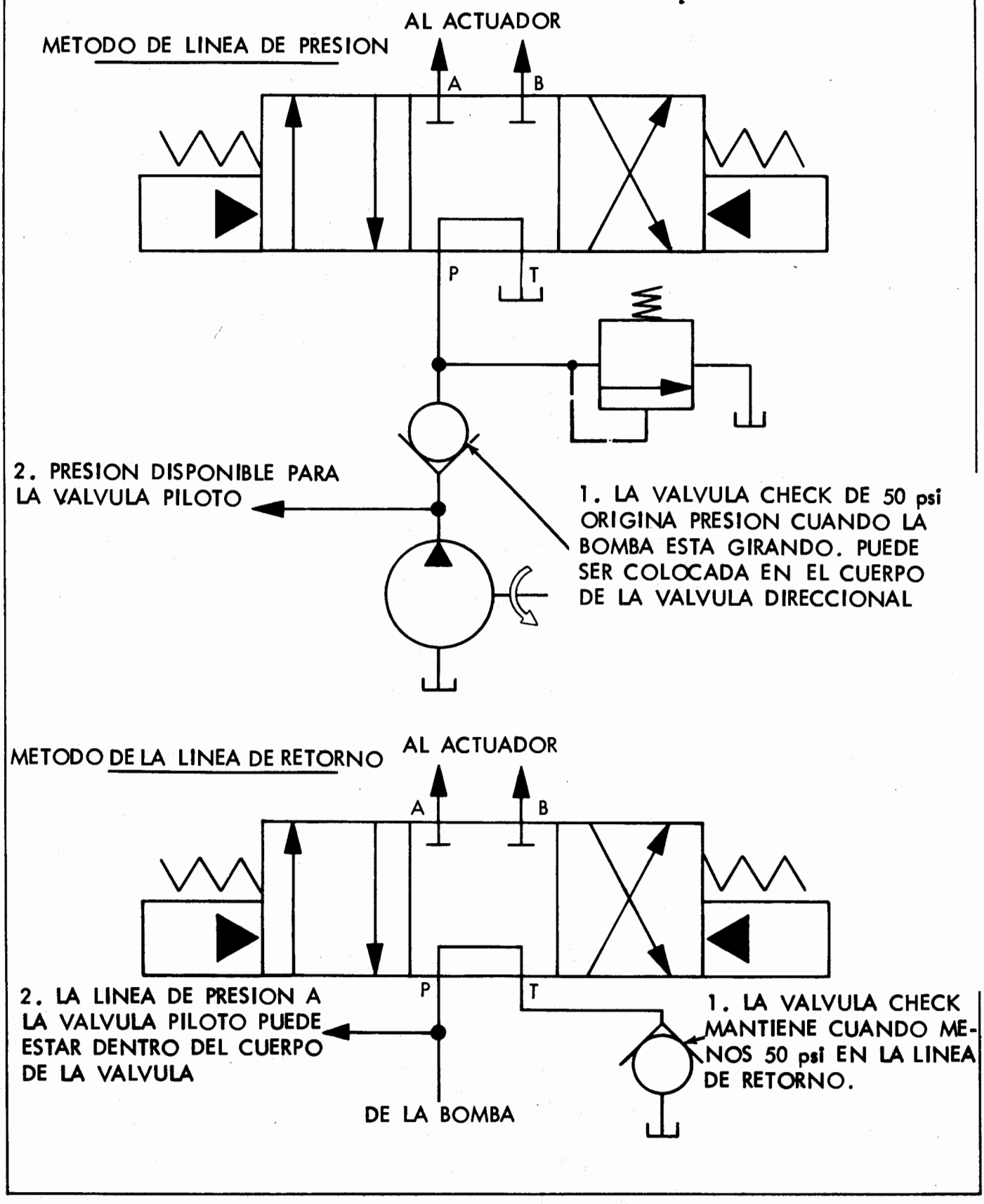


Figura 7-30. Válvula Check para Presión Piloto.

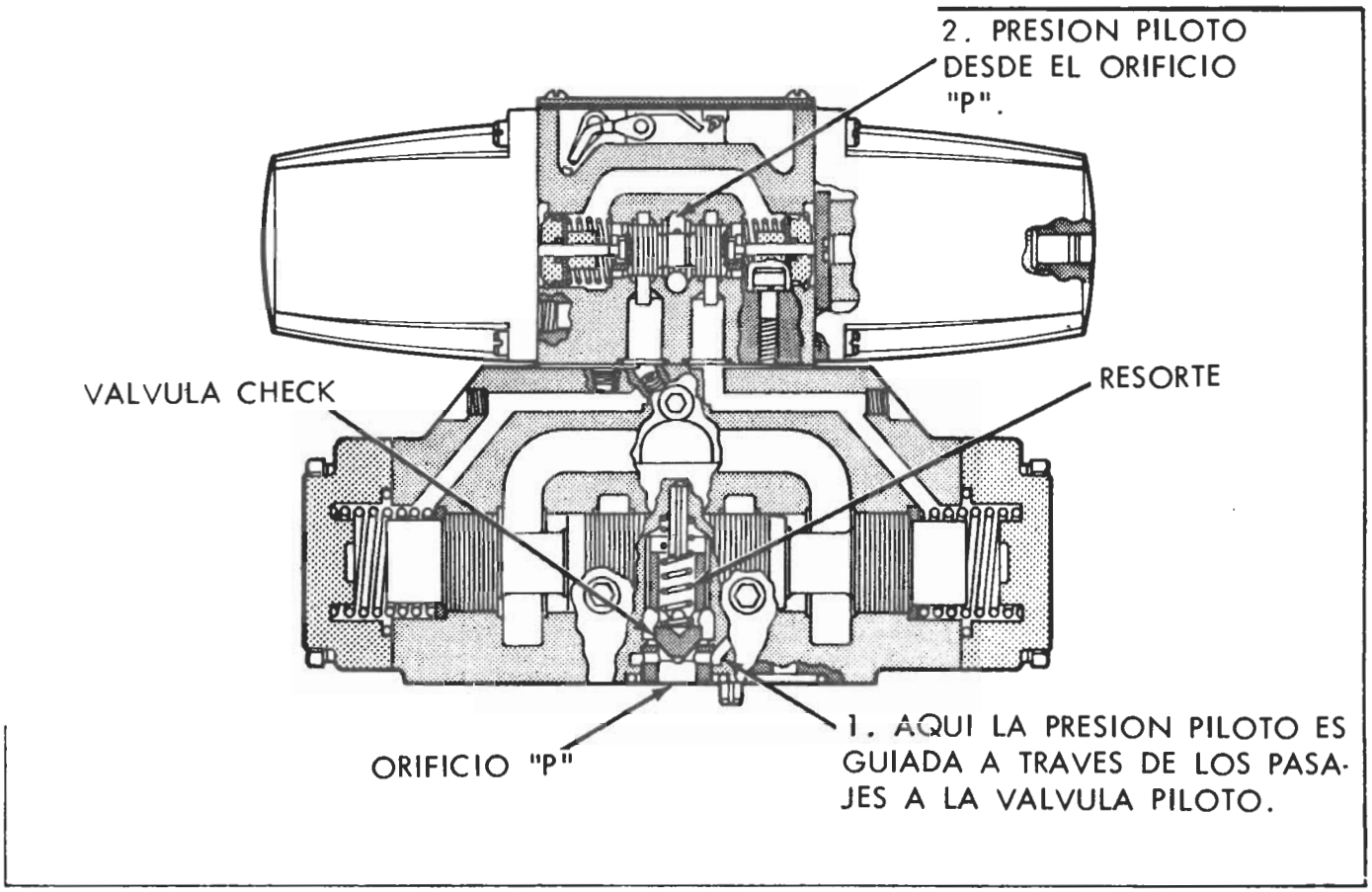


Figura 7-31. Válvula Check Integral para Presión Piloto.

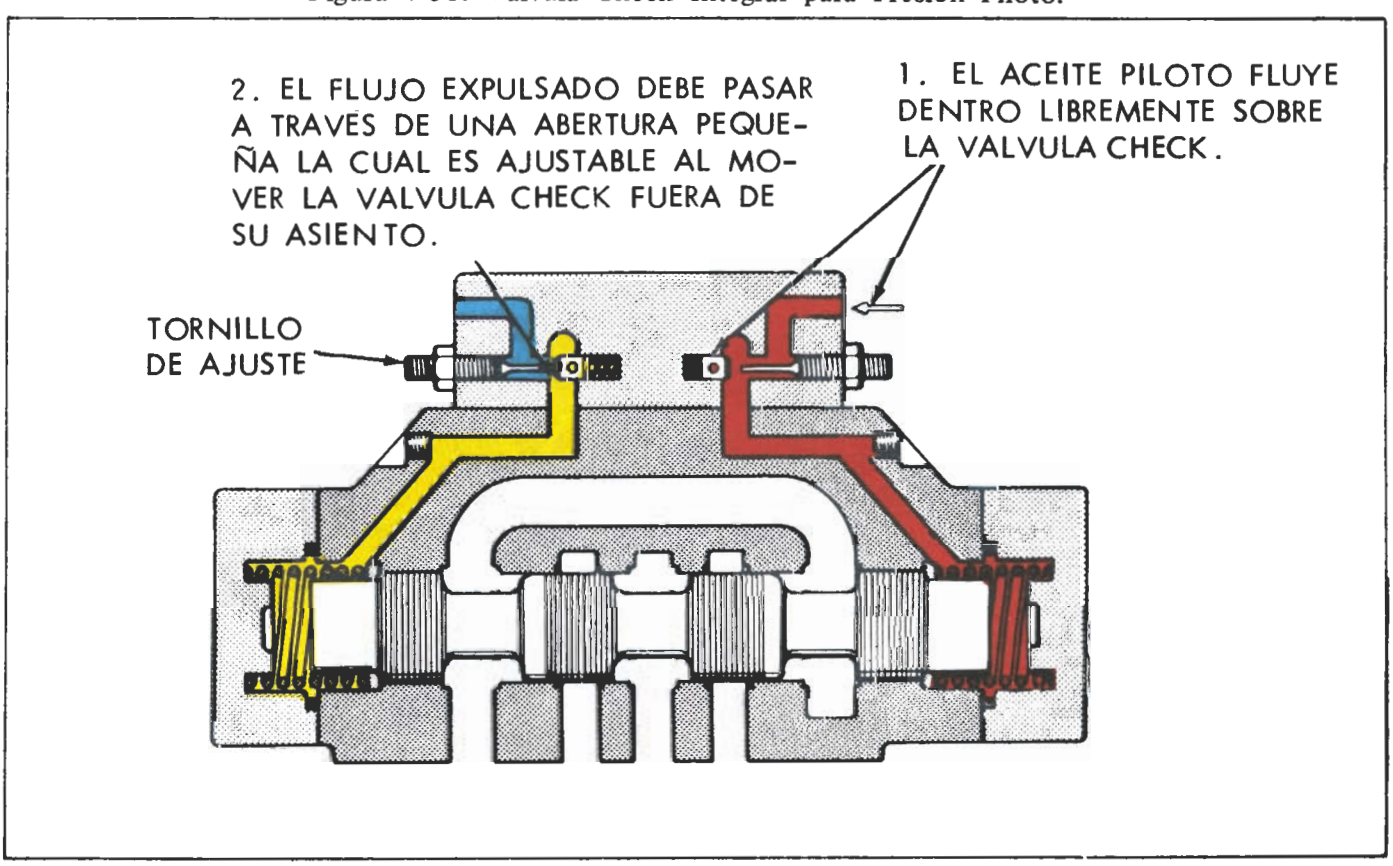


Figura 7-32. El Estrangulador Piloto Controla los Movimientos del Carrete.

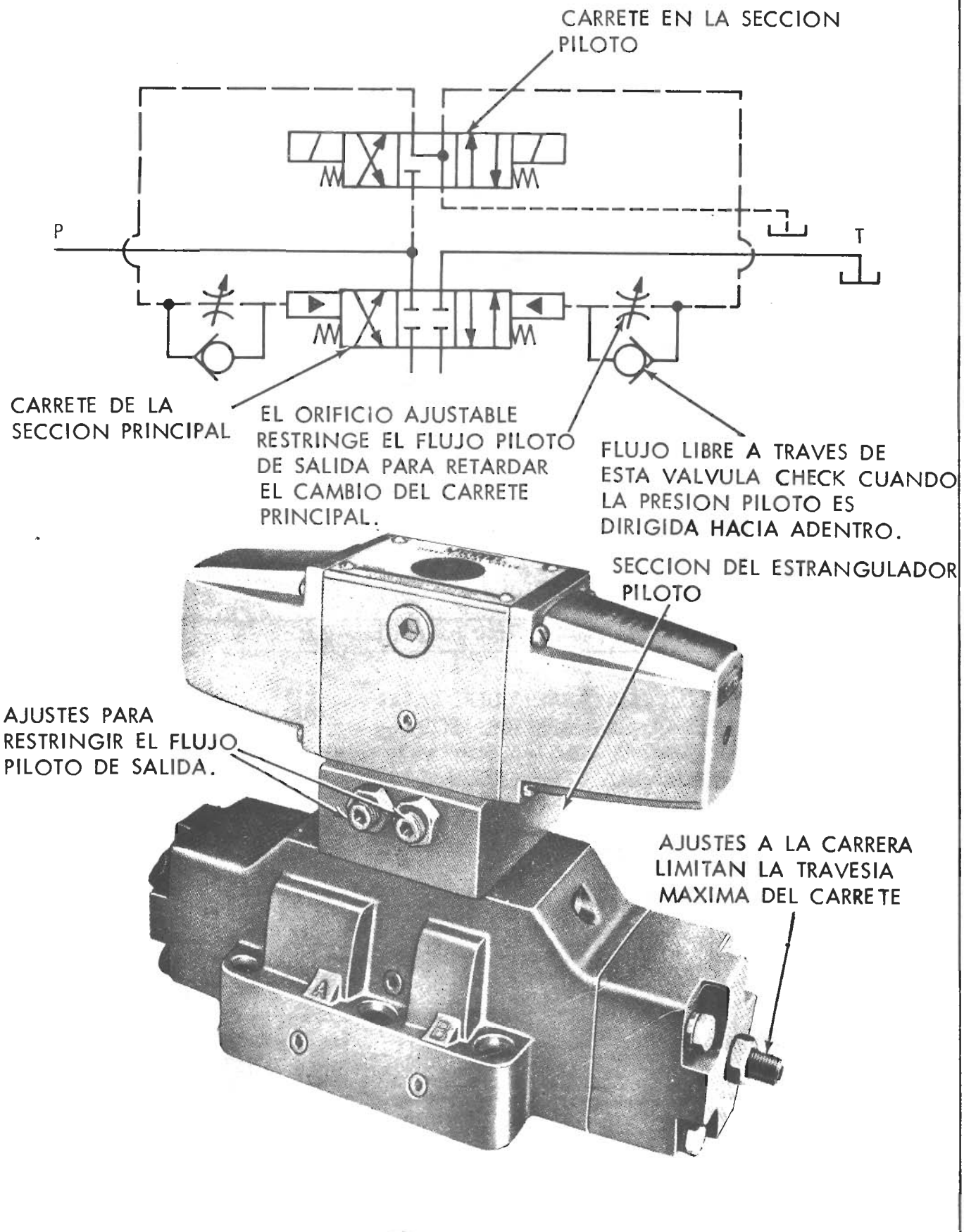


Figura 7-33. El Estrangulador Piloto es Montado en la Válvula DG 3 ó DG 5.

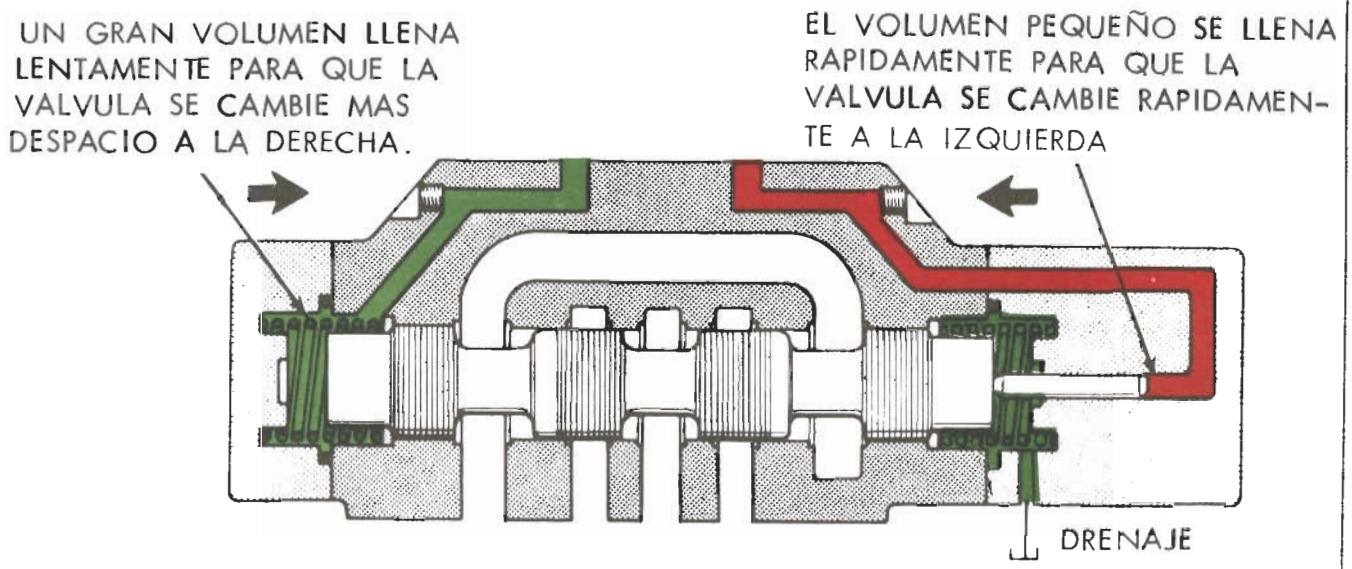


Figura 7-34. El Pistón Piloto Acelera los Cambios de la Válvula.

La leva se mueve dentro de la camisa, y los orificios de cada uno coinciden en la posición abierta. El aceite que entra en la entrada fluye a través de unos orificios superiores pequeños en la camisa y la leva, por los orificios grandes a la salida (Dibujo A). Cuando el émbolo no es oprimido, el área de la "ventana" se cierra gradualmente para parar el flujo (dibujo B). El flujo libre de regreso lo permite la válvula check integral.

AJUSTES A LA CAIDA DE PRESION INICIAL.

Para tener control preciso a través de la carrera del émbolo, el ancho de las aberturas de la "ventana" es controlado al ajustar los tornillos que voltean la camisa. Para porcentajes de bajo flujo, la abertura es angosta, para porcentajes más altos, ésta es ancha. El ajuste se hace al poner un medidor de presión al lado de la válvula y atornillando los tornillos para obtener la caída de presión inicial deseada.

Esta válvula también incluye un orificio ajustable el cual permite algo de flujo con el émbolo completamente oprimido. Esto permite a la carga deslizarse a su posición final. Este consiste de un émbolo pequeño con un extremo sesgado y una ranura "vee" la cual puede ser puesta para desviar el cierre de la camisa del carrete.

La válvula de orificio de ventana se hace en dos modelos, el de tubería con rosca o el de placa. Ambas válvulas requieren de un drenaje para permitir que el aceite de fuga pase abajo del émbolo.

APLICACIONES TIPICAS.

La figura 7-37 nos muestra una aplicación típica de una válvula desaceleradora. Aquí se usa para bajar la velocidad de la cabeza de un cilindro de taladro, de un avance rápido, a velocidad alimentadora a un punto dispuesto. El dibujo A nos muestra un avance rápido con el flujo de salida del cilindro pasando por la válvula de desaceleración sin restricción.

En el dibujo B podemos ver cuando el émbolo de la válvula es oprimido por una leva. El flujo de salida es cortado en la válvula de desaceleración y debe pasar a través la válvula de control de volumen, la cual ajusta la velocidad del abastecimiento. El dibujo C, la válvula direccional ha sido reinvertida para regresar el cilindro. El aceite que viene de la válvula direccional pasa a través de la válvula desaceleradora libremente a la válvula check, esté o no oprimido el émbolo.

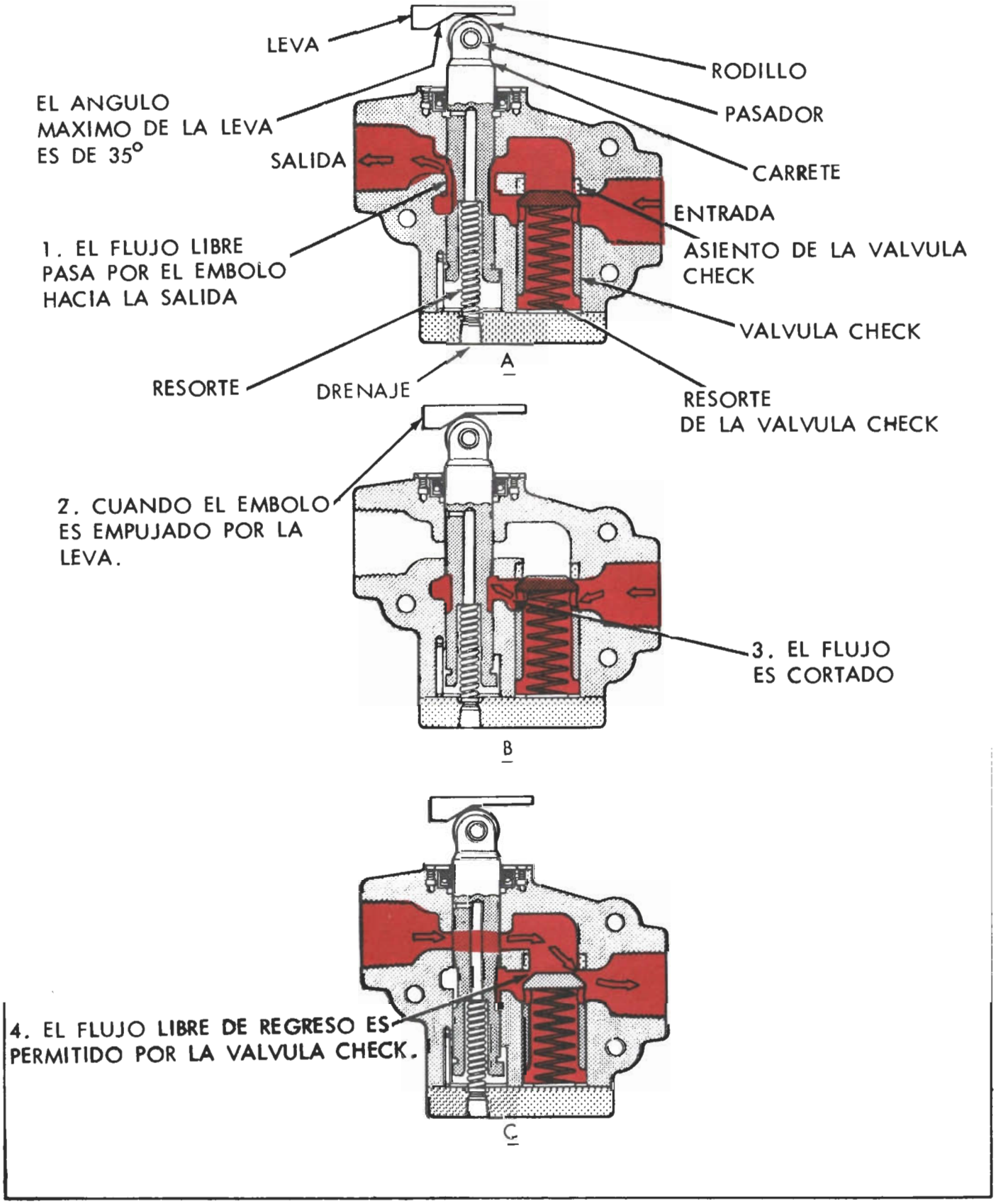


Figura 7-35. La Válvula de Desaceleración Serie C-700 Tiene un Embolo Ahusado.

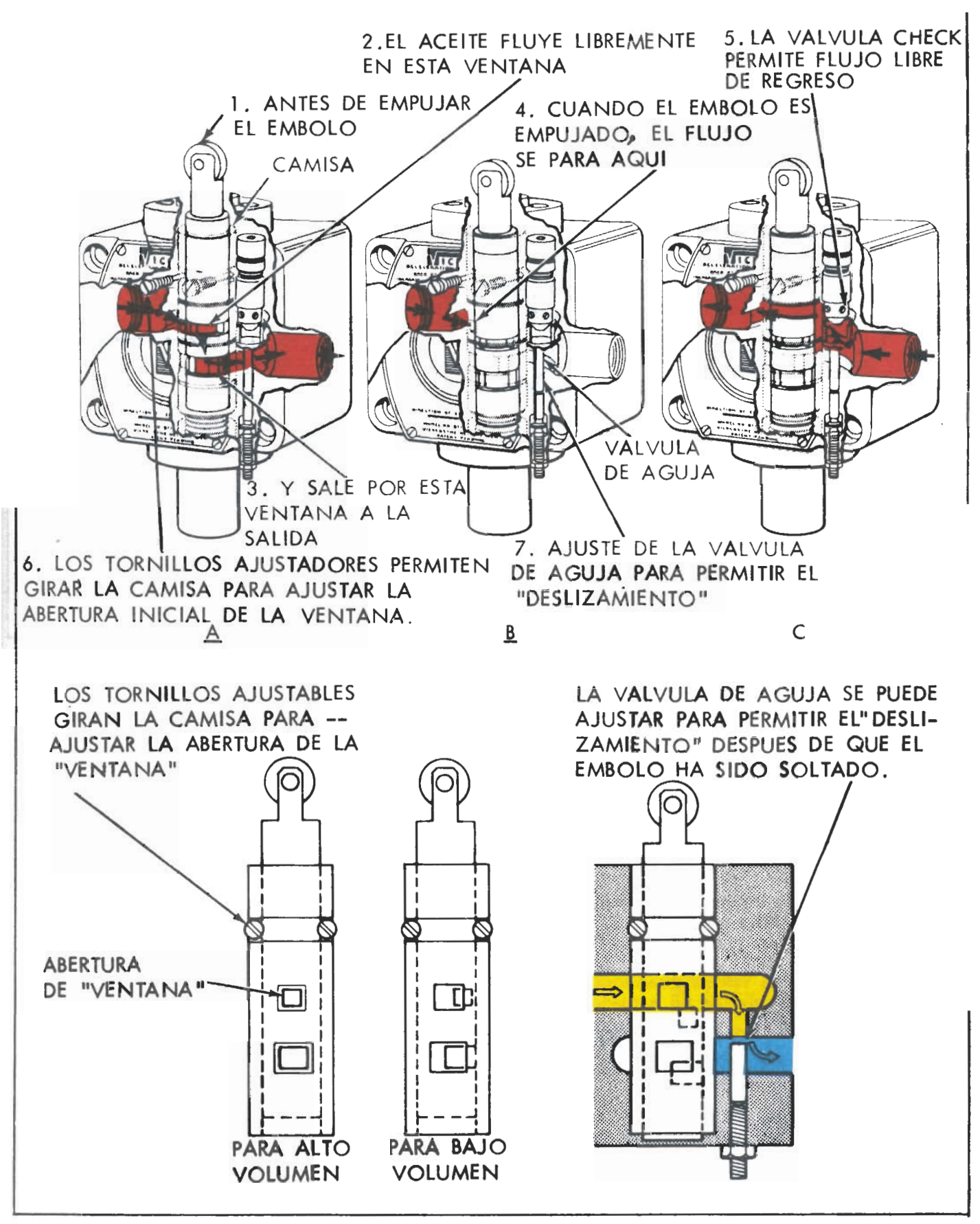


Figura 7-36. Esta Válvula Desaceleradora Tiene un Orificio "Ventana" en Lugar del Embolo Ahusado.

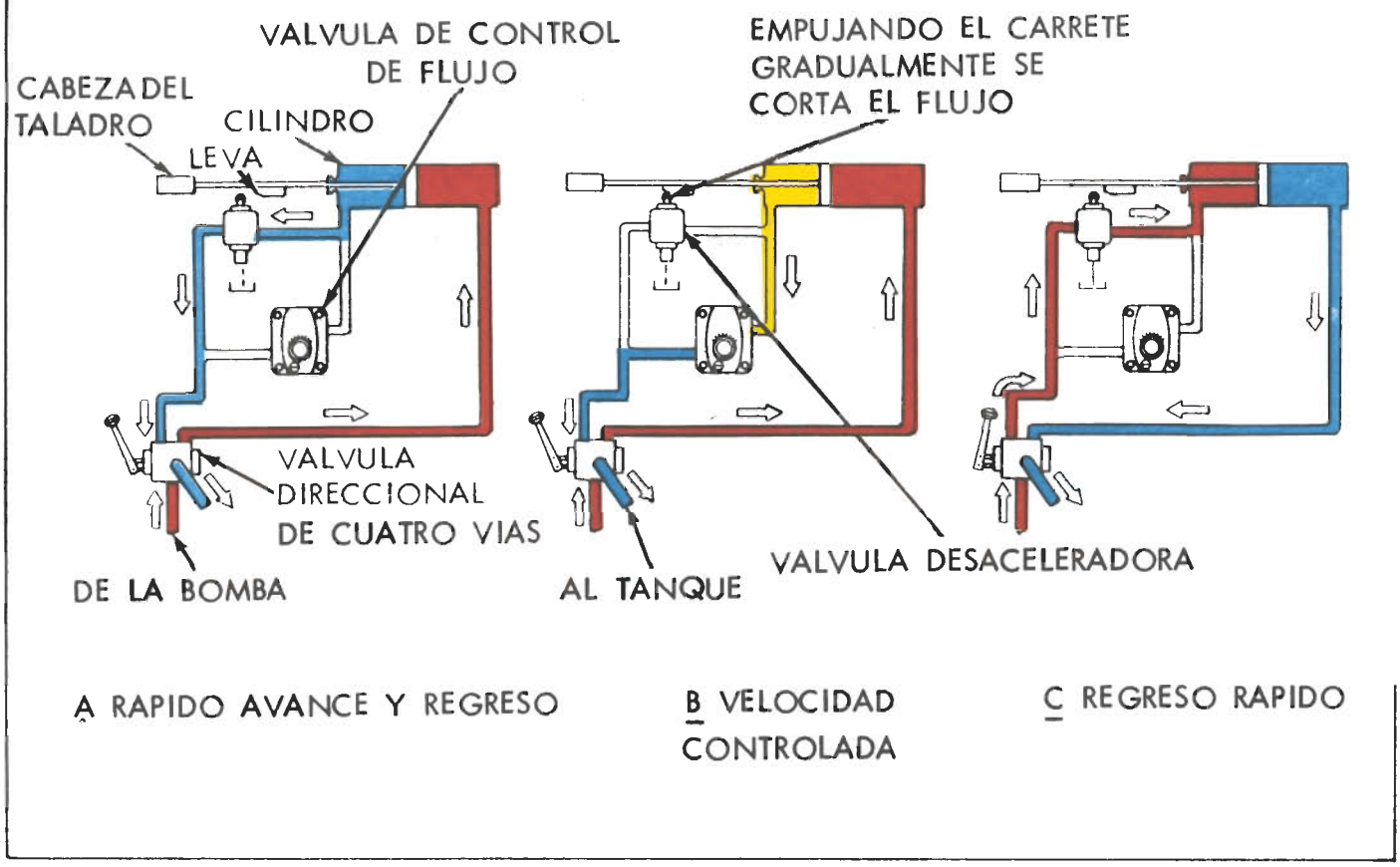


Figura 7-37. La Válvula Desaceleradora en el Sistema de Control de Alimentación.

CUESTIONARIO

1.– ¿Cuál es la función de un control direccional?

2.– ¿Qué quiere decir posición limitada?

3.– Explique la función de la válvula check.

4.– ¿Cuál es la diferencia de funcionamiento entre las válvulas check "2C" y "4C" operadas por piloto?

5.– ¿Qué tipo de válvula direccional es la que se usa para invertir un actuador?

6.– Mencione tres modos de cambiar una válvula de cuatro pasos.

7.– ¿Cuántas posiciones tiene una válvula de resorte posesionador? ¿Y una válvula de resorte centrado?

8.– Describa la condición "centrada" de una válvula tandem de cuatro pasos.

9.– ¿Cómo se puede crear la presión piloto para las válvulas de centro-abierto u operadas por piloto?

10.– ¿Cuál es la función de un regulador piloto?

11.– ¿Cuál es la ventaja de una válvula desacelerada de orificio ajustable sobre la de diseño de émbolo ahusado?

CAPITULO 8

SERVO VALVULAS

Una válvula servo es una válvula direccional, la cual tiene infinidad de posiciones para dar el ajuste adicional de control de cantidad de flúido, así como de la dirección de el flujo. Cuando se acopla con un aparato sensitivo apropiado de realimentación se puede obtener un control muy preciso de la posición así como de la velocidad o aceleración del actuador.

La válvula servo mecánica o la válvula seguidora han estado en uso por varias décadas. La válvula servo electrohidráulica es la más reciente en la escena industrial.

LA SERVO MECANICA.

La servo mecánica es esencialmente un amplificador de fuerza usado para posesionar el control. Está ilustrada esquemáticamente en la Figura 8-1.

La manija de control u otra unión mecánica se conecta al carrete de la válvula. El cuerpo de la válvula también se conecta y se mueve con la carga. Cuando el carrete es accionado, éste manda flúido al cilindro o al pistón para mover la carga en la misma dirección que el carrete al ser accionado. Entonces el cuerpo de la válvula "sigue" al carrete. El flúido continúa hasta que el cuerpo se centra o está neutral con el carrete. El efecto es que la carga siempre se mueve a una distancia proporcional al movimiento del carrete. Cualquier tendencia de moverse más allá invertiría el flúido de aceite para regresarlo a su posición.

A la unidad servo mecánica se le conoce como a un aumentador; el aumentador hidráulico es capaz de mucha más fuerza que la potencia del mecánico, - con control preciso de la distancia recorrida. Tal vez la aplicación más significativa del servo

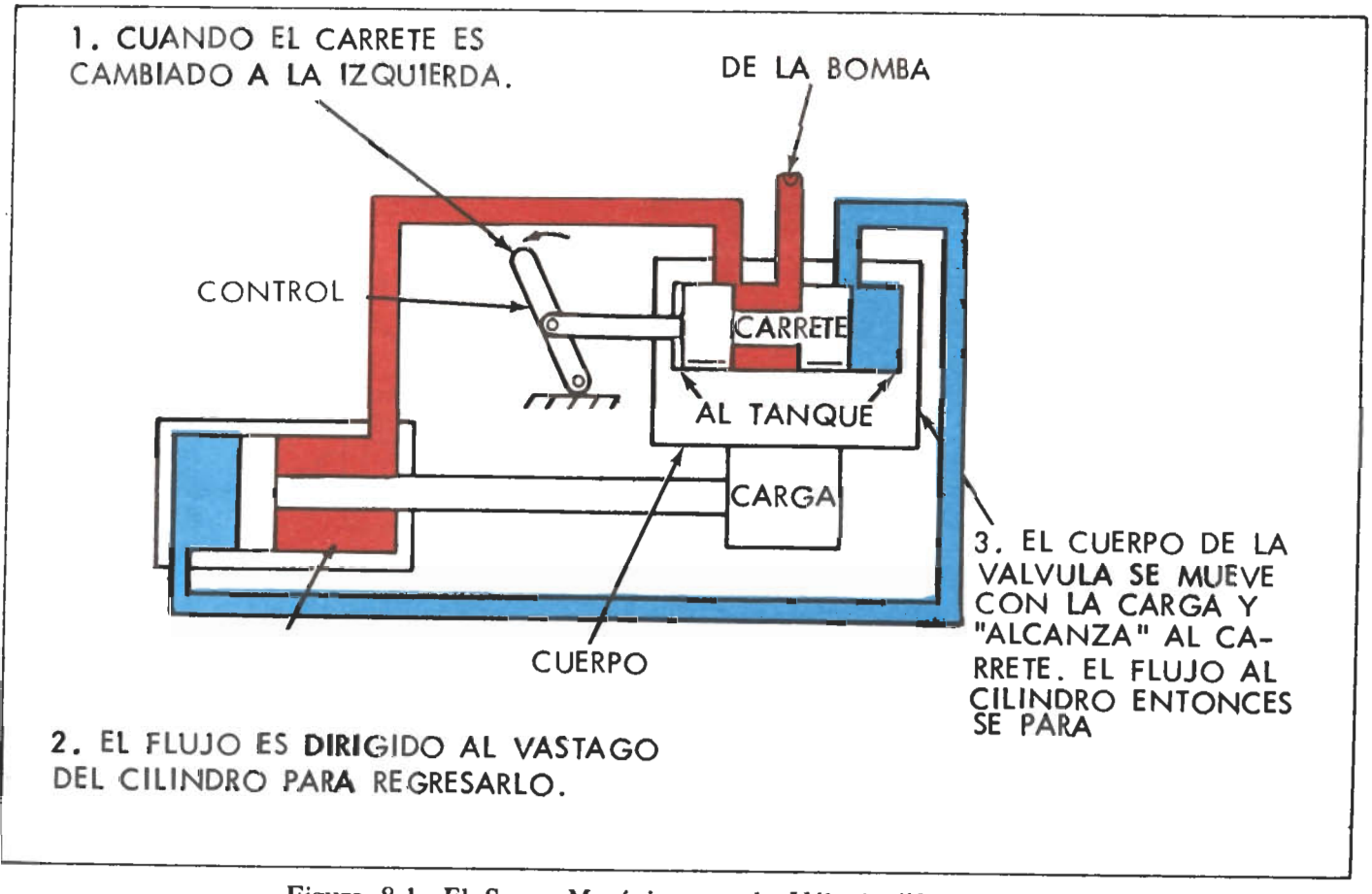


Figura 8-1. El Servo Mecánico usa la Válvula "Seguidora".

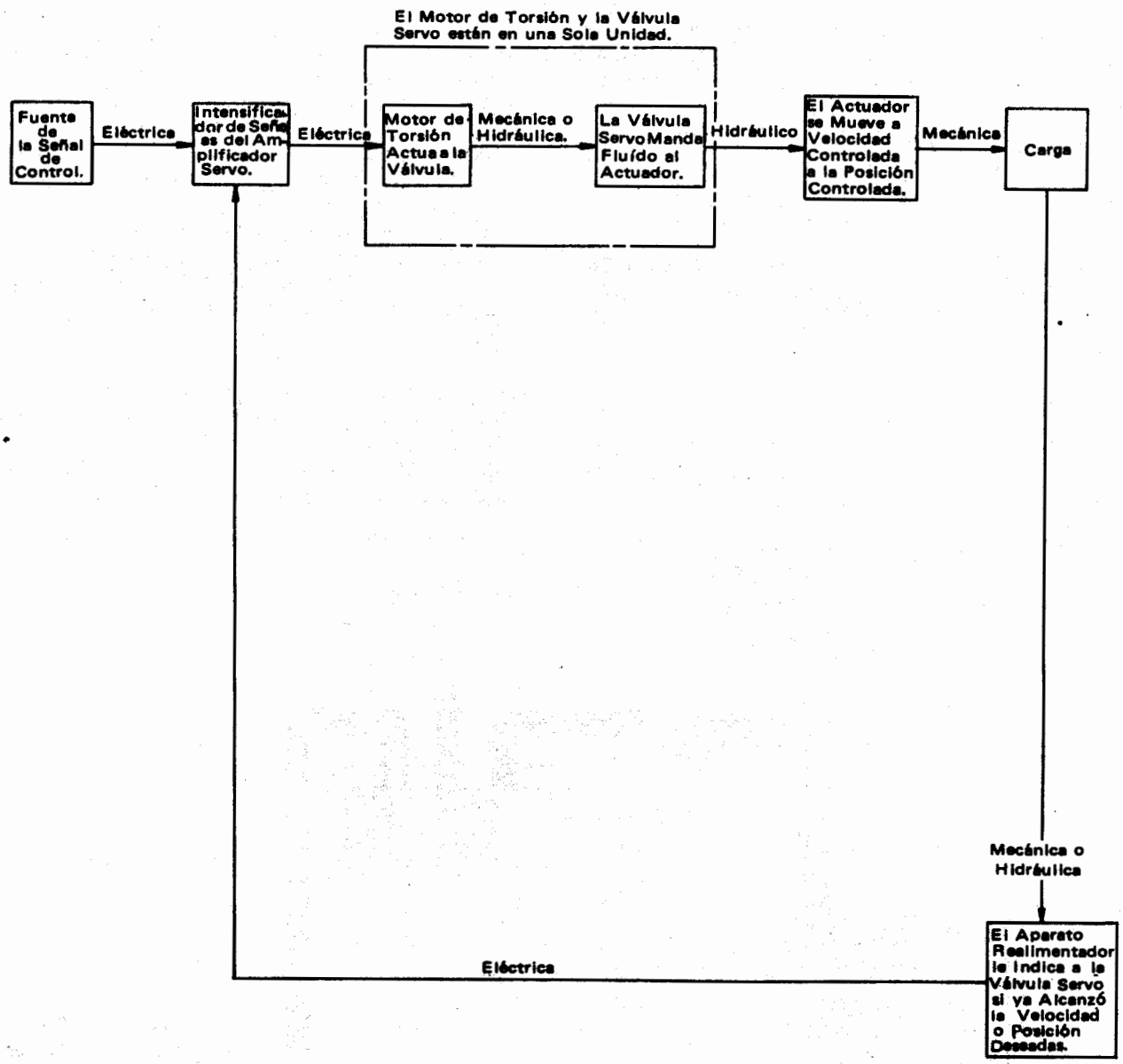


Figura 8-2. Diagrama de Desarrollo de la Válvula Servo.

mecánico es el volante hidráulico. Algunas de las primeras unidades del volante hidráulico fueron desarrolladas por Harry Vickers, el fundador de la División Vickers de la Corporación de Sperry Rand. El volante hidráulico es casi universal en camiones enormes de pasajeros y usado ampliamente en camiones, camionetas y otros vehículos grandes.

Hay ahora muchas variaciones diseñadas al sistema de volantes hidráulicos, pero todos trabajan sobre el mismo principio.

VALVULAS SERVO ELECTRO-HIDRAULICAS.

Las válvulas servo electro-hidráulicas funcionan esencialmente con una señal eléctrica a un motor de torsión o un aparato similar el cual directa o indirectamente coloca en posición el carrete de la válvula. La señal al motor de torsión (Figura 8-2), puede venir de un simple potenciómetro, una cinta magnética o perforada u otra cosa. Esta señal, alimentada a la válvula servo a través de un amplificador servo, "manda" a la carga que se mueva a una posición específica o tomar una velocidad específica. El amplificador también recibe una señal eléctrica realimentada por un generador con tacómetro, un potenciómetro u otro transductor conectado a la carga. Este realimentador se puede comparar con la potencia "mandada" originalmente y cualquier desviación resultante se reenvía al motor de torsión con una señal equivocada para que se corrija. Los varios tipos de servo electro-hidráulicos pueden dar un control muy preciso de posición o de velocidad. Más comúnmente la válvula servo controla un cilindro o un motor, pero cuando se requiere un mayor volumen, ésta puede ser usada para operar el control de desplazamiento de un abastecimiento variable de la bomba.

VALVULA SERVO DE CARRETE DE UN SOLO PASO.

La figura 8-3 muestra la construcción y funcionamiento de la válvula servo tipo carrete de un solo paso. El carrete corredizo es actuado directamente por un motor de torsión y abre los orificios de la válvula en proporción con la señal eléctrica. La capacidad del flujo de estas válvulas usualmente es pequeño debido a las pequeñas fuerzas y el límite de su travesía en la armadura del motor de torsión.

Este tipo de válvula es remontado con sellos O-ring. Puede ser atornillado a un plato de montaje o a un distribuidor añadido al motor hidráulico "Multiplicando" la válvula de este modo reduce la cantidad de aceite bajo compresión, un factor crítico en los circuitos servo.

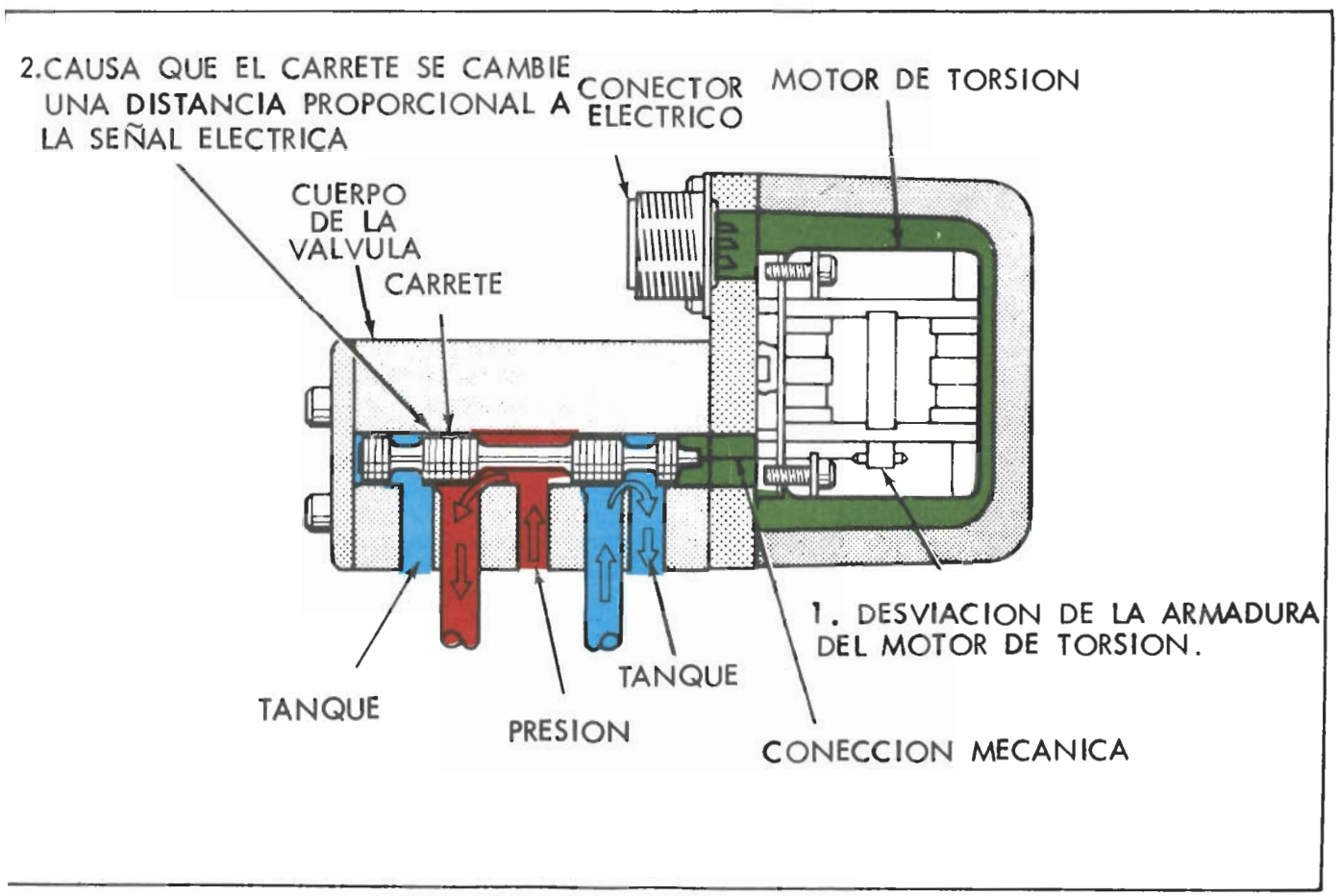


Figura 8-3. La Válvula Servo Tipo Carrete de un Solo Paso es Cambiada Directamente.

VALVULAS SERVO TIPO CARRETE DE DOS PASOS.

Las válvulas servo de carrete de dos pasos (Figura 8-4) se usan en donde el porcentaje de flujo deseado es mayor. En este diseño, el motor de torsión actúa una válvula piloto dentro de una camisa desmontable. La válvula piloto, cuando se cambia, dirige el flúido para que cambie el carrete principal de la válvula. El carrete principal de la válvula manda flúido al actuador.

REALIMENTADOR MECANICO.

La unión del realimentador mecánico en ésta válvula deja que la válvula piloto actúe como una válvula "seguidora". El movimiento del carrete principal es transmitido a la camisa de la válvula piloto para "centrar" efectivamente la válvula piloto cuando el carrete principal se haya movido el incremento deseado. La unión fulcro del realimentador es variable, para que así el radio del movimiento del carrete principal a el del carrete piloto pueda ser tanto como de 5 1/2 a 1.

CONTROL DE PRESION.

El control de presión para esta válvula es casi siempre tomado de una causa separada. Puede ser tomado del abastecimiento de presión al incorporar una válvula y un acumulador de reducción de presión. La causa separada es preferida por esto:

1. Provee más flexibilidad para limpiar el sistema.
2. Esto permite la filtración separada del control del flúido, lo cual puede ser crítico.
3. Evita que la fluctuación de la carga de presión afecta la reacción del carrete piloto.

Dither (Señal eléctrica) (Ver en el Apendice 1).

La mayoría de las aplicaciones de estas válvulas usan dither para contrarrestar la fricción estática (irregularidades) y dar más tolerancia al polvo. Dither es simplemente una señal alternada de baja amplitud usualmente de 60 ciclos suministrada a un motor de torsión que mantiene el carrete de la válvula en movimiento contínuo, para reducir las irregularidades.

MONTAJE.

Las válvulas de dos-pasos también son remontadas y pueden ser multiplicadas directamente al motor hidráulico (Fig. 8-5). El distribuidor mostrado tiene las válvulas de alivio integrales con "líneas cruzadas" y puede incluir orificios variables para la viscosidad amortiguadora.

VALVULA SERVO TIPO CHAPALETA.

En la válvula servo tipo chapaleta (Fig. 8-6) el carrete corredizo es actuado por medio de la diferencia de presión en los dos extremos. Normalmente, en ambos extremos del carrete, un control de presión está igual. Una cantidad controlada de aceite contínuamente fluye a través de pasajes perforados a la boquilla que termina en la chapaleta, de ahí, a la descarga.

Cuando una señal al motor de torsión mueve la armadura, la chapaleta se mueve hacia un lado u otro de las boquillas. El balance del flúido se cambia a través de los orificios y las boquillas, causando que aumente la presión en un extremo del carrete y disminuya en el otro lado. Entonces el carrete se mueve hasta que la diferencia de presión se balancea, con la tensión del resorte del carrete. Realimentadores internos se proveen por medio de una unión mecánica entre el carrete y la chapaleta.

La distancia que el carrete se mueve, y por consiguiente la cantidad de aceite medida, depende de qué tan lejos se deflecte la chapaleta. Este en cambio, depende de el tamaño de la señal eléctrica a el motor de torsión. Una señal alta de entrada es el resultado de un alto volumen de flujo, una señal baja en un volumen bajo.

En un control de velocidad, la válvula será inicialmente actuada por una larga señal durante el aceleramiento. Cuando aumenta la velocidad de la carga, una señal opuesta de la carga reducirá la señal efectiva al motor de torsión, a sólo lo que se requiere para mantener la velocidad deseada. Un control de posición dará una señal realimentadora exactamente igual, a la de la inicial de entrada pero de polaridad opuesta a la posición deseada. Así que el carrete de la válvula se cambie para que se recentre para parar el flúido al actuador cuando se alcanza la posición deseada.

A causa de lo pequeño de los orificios y la baja diferencia de presión, este tipo de válvula está limitado a aplicaciones de bajo volumen.

Otra versión de la válvula de chapaleta es el modelo SE3 de Vickers el cual contiene un motor de fuerza en vez del motor de torsión. Ver Figura 8-7. Un control de presión arreglado se le da a la válvula. Aumentando o disminuyendo la corriente espiral, se cambia la posición de la chapaleta, al cual cambia efectivamente el tamaño de los orificios dando una presión de descarga variable. La figura de 8-7 Vista A y B muestra dos aplicaciones de esta válvula.

VALVULAS SERVO DE TUBO INYECTOR.

Las válvulas servo de tubo inyector (Fig. 8-8) también tienen un carrete de válvula que se cambia por medio de la diferencia de presión. Esta válvula también incorpora resortes centradores para oponer la fuerza que viene de la presión, y la distancia que el carrete se mueve, depende de la magnitud de la diferencia de presión.

EL FUNCIONAMIENTO DEL TUBO INYECTOR.

La sección piloto de la válvula consiste del tubo

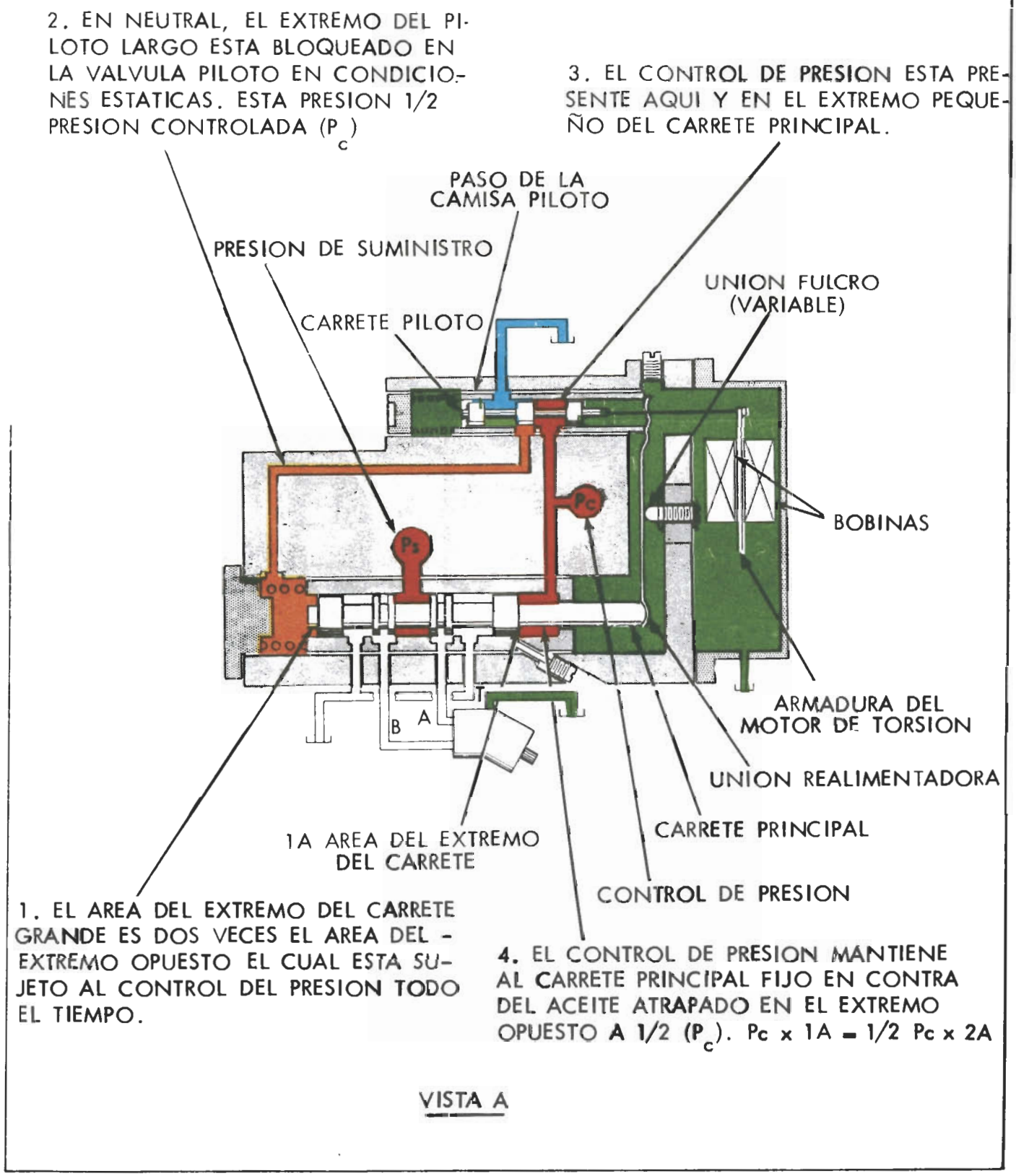


Figura 8-4. La Válvula Servo de Dos Pasos es Operada por Piloto.

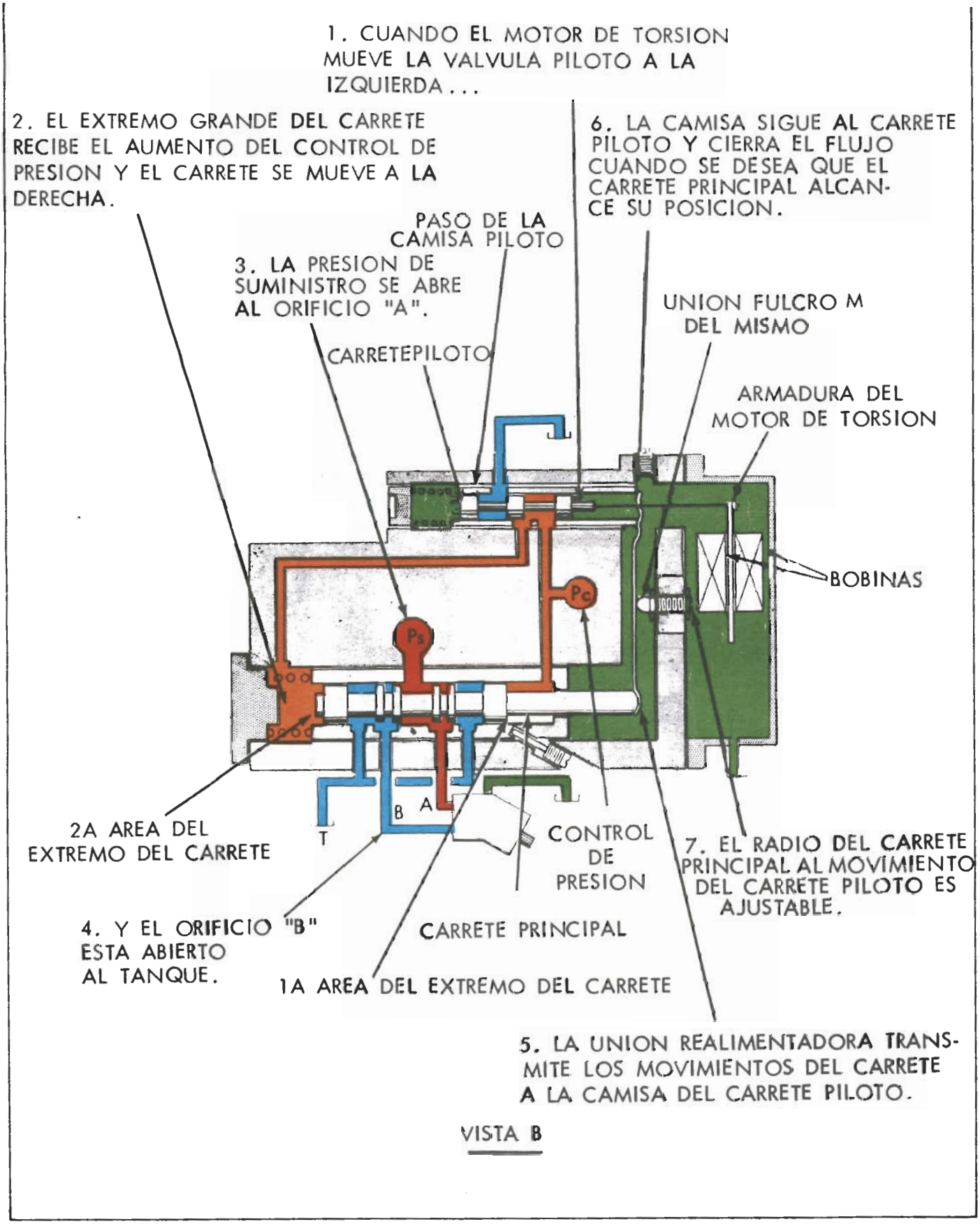


Figura 8-4. Válvula Servo de Dos Pasos es Operada por Piloto (Continuación).

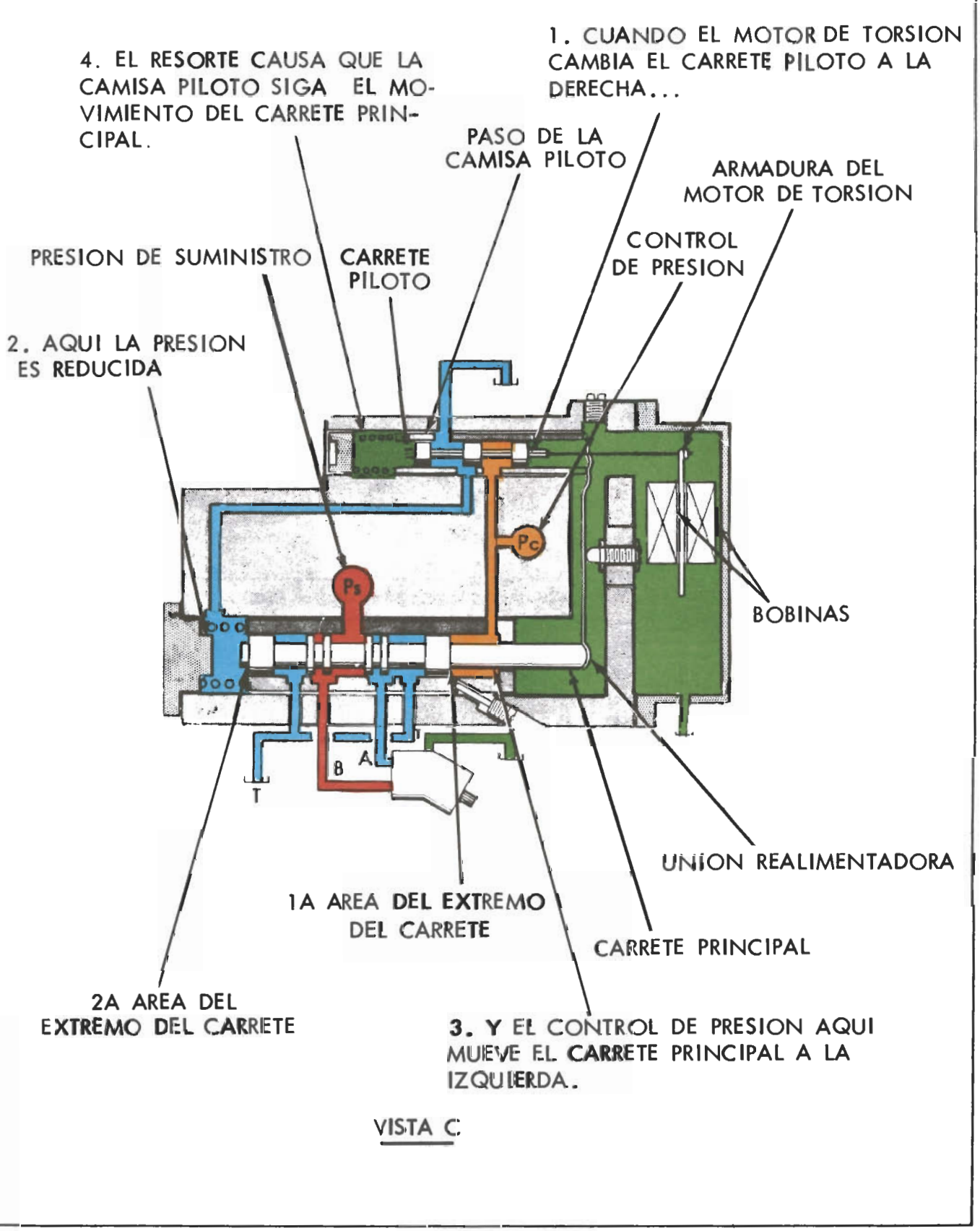


Figura 8-4. Válvula Servo de Dos Pasos es Operada por Piloto (Continúa).

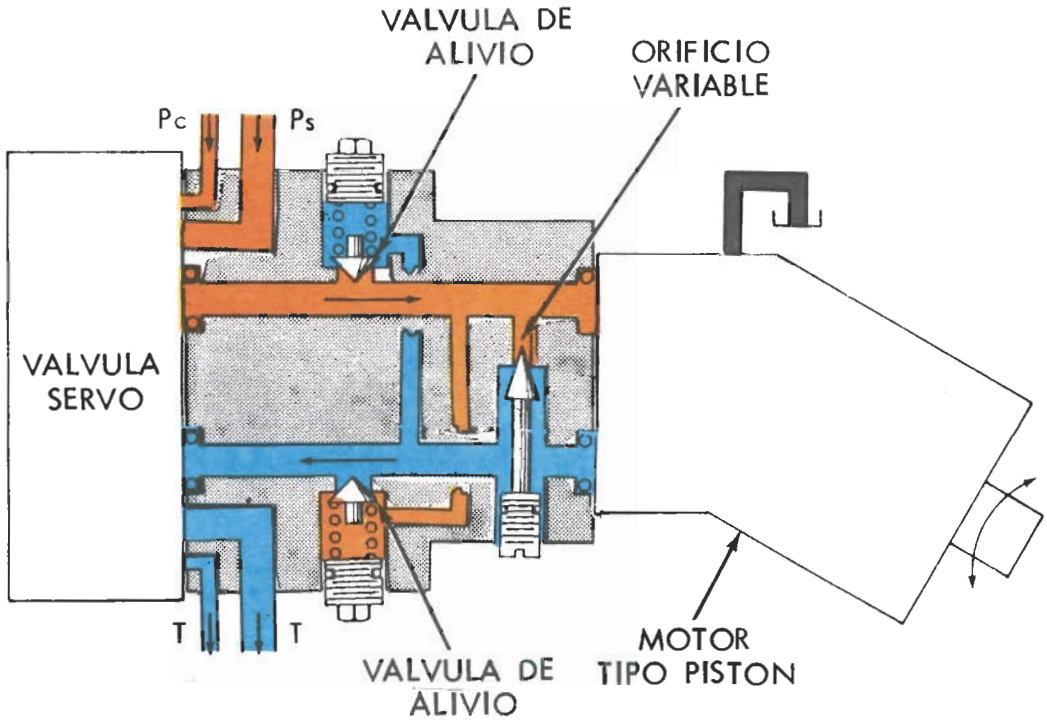


Figura 8-5. Válvula Servo Acoplada al Motor de Pistón.

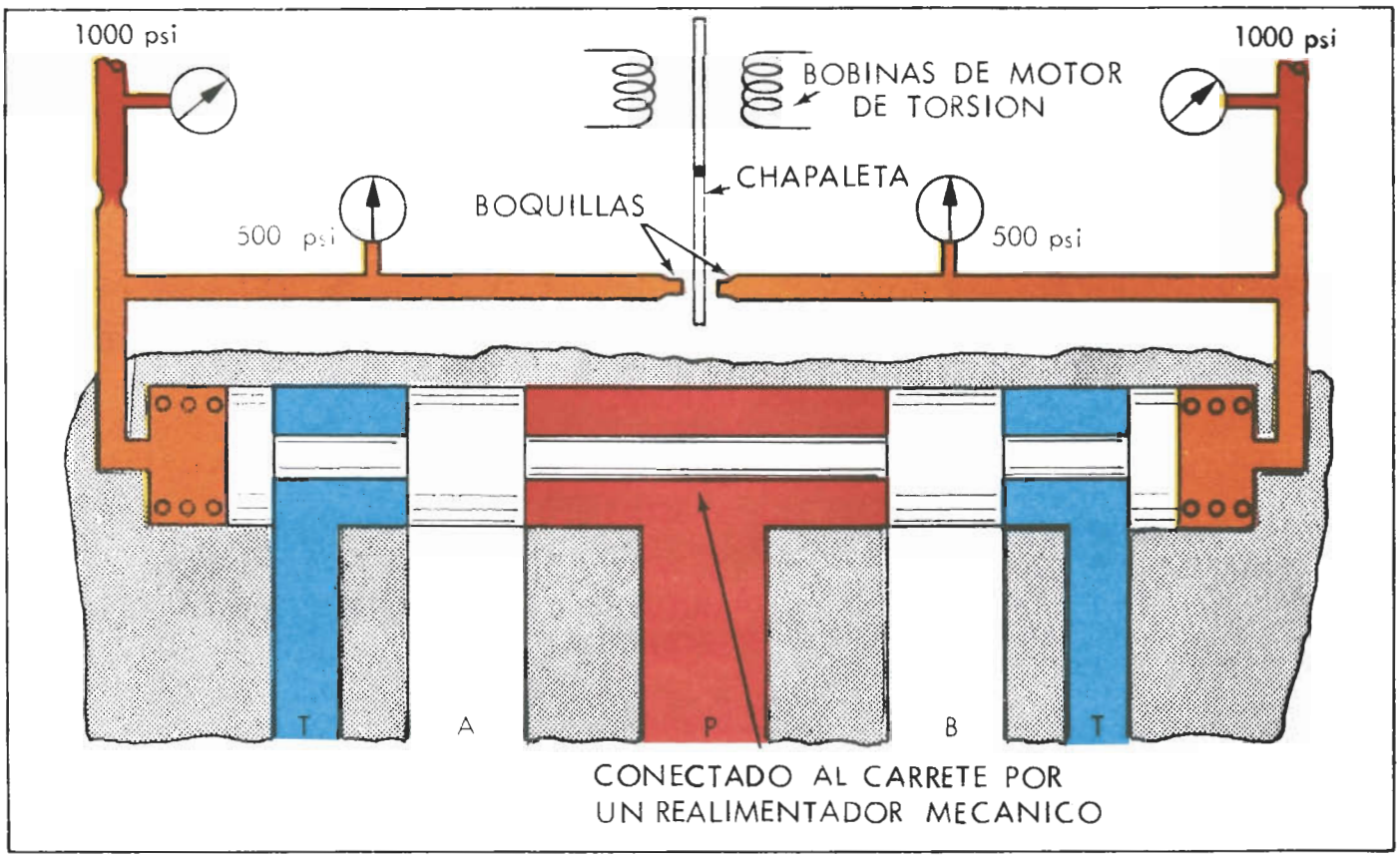


Figura 8-6. Válvula Servo Tipo Chapaleta.

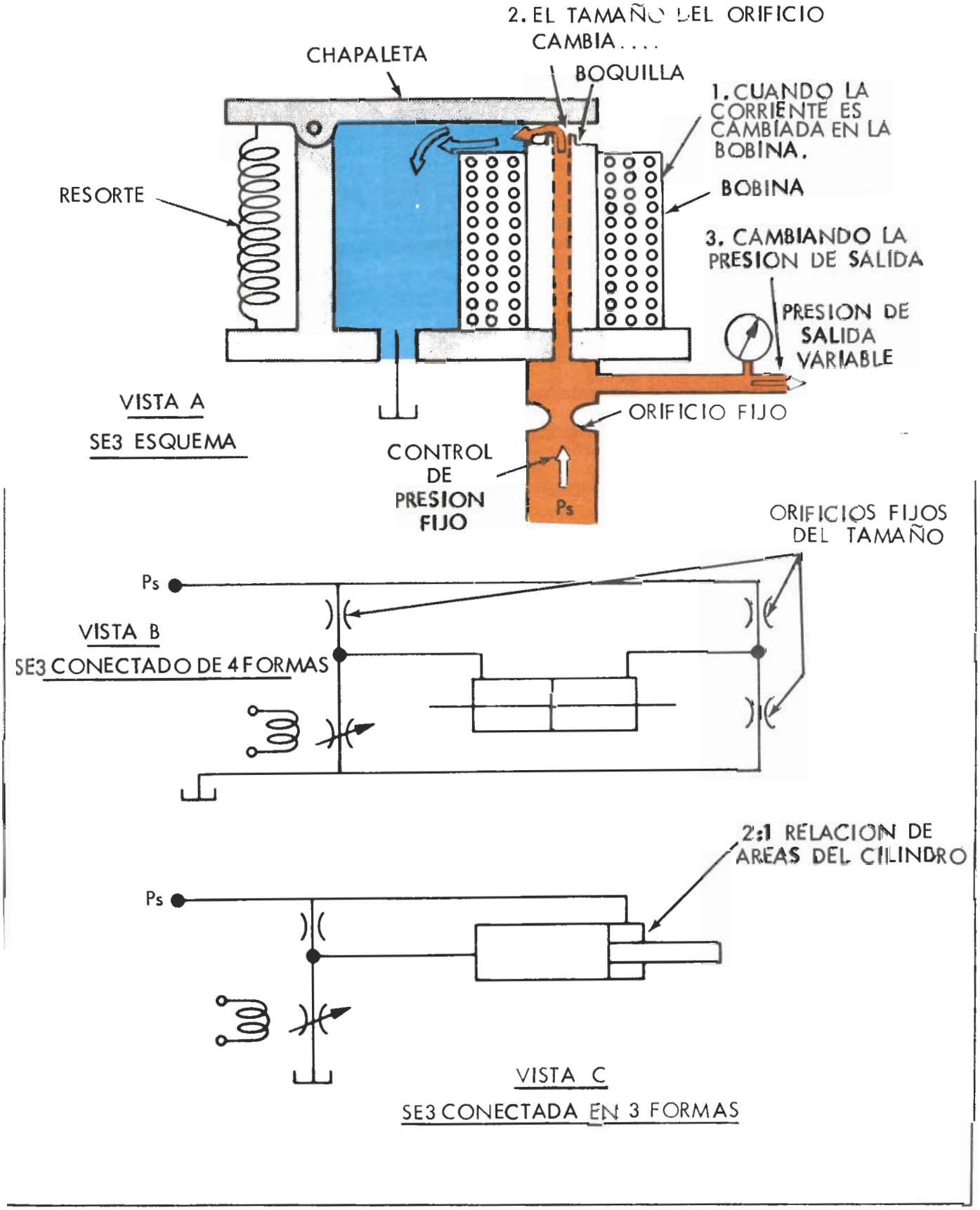


Figura 8-7. Esquema Funcional de la Válvula Servo SE3

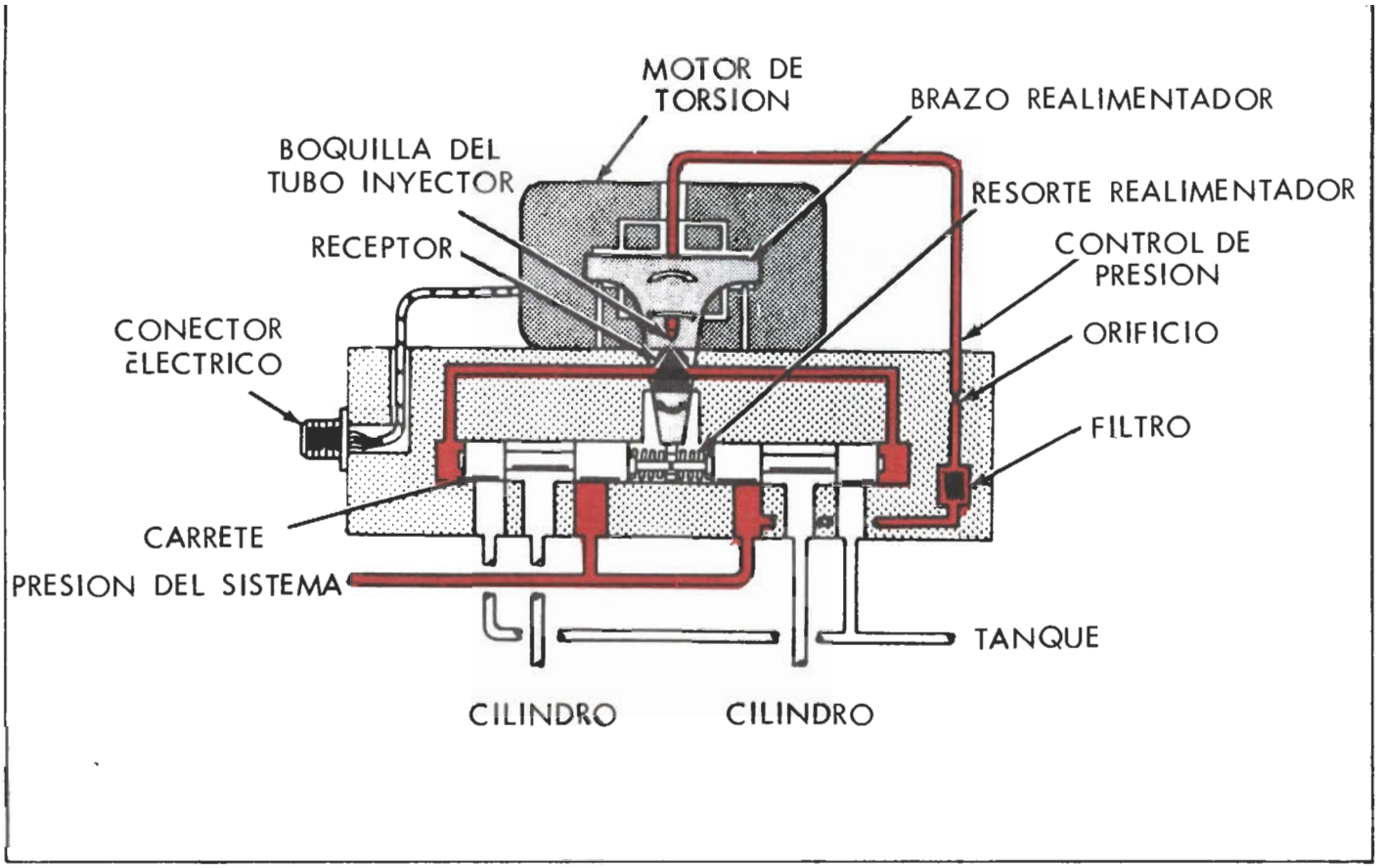


Figura 8-8. Tubo Inyector Servo.

inyector (Fig. 8-8), un tubo con un extremo de orificio que dirige una corriente contínua de aceite controlado a un depósito. El depósito tiene dos orificios de salida conectados a los extremos del carrete de la válvula. La presión en estos orificios es igual cuando el tubo inyector es centrado en la abertura del depósito. Con presión igual en ambos extremos los resortes del carrete se mantienen centrados.

El motor de torsión puede desviar el tubo en cualquier dirección, una cantidad proporcional a la señal eléctrica negativa o positiva recibida. La desviación del tubo causa una diferencia de presión que cambia el carrete de la válvula en contra de uno de sus resortes centrados.

El control de la posición y de la velocidad se efectúa con las señales de entrada y realimentadores que mantienen una válvula seleccionada abierta o regresa el carrete al centro cuando se logra la posición deseada.

CUESTIONARIO

1. En una servo mecánica, ¿qué parte de la válvula servo se mueve con la carga? ¿Qué parte se mueve con el control?

2. En una servo electro-hidráulica de un solo paso ¿Cómo es actuado el carrete de la válvula?

3. ¿Qué factores principales hace a una válvula servo diferente de una válvula direccional ordinaria? ¿Cuál es el propósito de estas características?

4. Explique dither – ¿qué es? ¿cómo se aplica? ¿Por qué se necesita?

5. ¿Cómo es actuado el carrete en un tubo inyector y en las válvulas servo chapaleadoras?

CAPITULO 9

CONTROLES DE PRESION

Las válvulas de control de presión desempeñan diferentes funciones tales como el limitar la presión máxima del sistema o regular la reducción de la presión en ciertas partes del circuito, y en otras funciones en donde su actuación es el resultado del cambio de la presión operante. Su funcionamiento está basado en el balance de la presión y la fuerza del resorte. La mayoría tiene infinidad de posiciones, ésto quiere decir que las válvulas pueden tomar varias posiciones, entre las posiciones de completamente cerradas o completamente abiertas, dependiendo del porcentaje de flujo y la diferencia de presión.

Se denomina a los controles de presión por su función principal, así como la válvula de alivio, válvula de secuencia, válvula de frenaje, etc. Se clasifican por el tipo de conexiones que usan, tamaño y porcentaje de presión operante. Las válvulas que veremos en este capítulo son de controles de presión típicas usadas en la mayoría de los sistemas industriales.

VALVULAS DE ALIVIO.

La válvula de alivio se encuentra virtualmente en todos los sistemas hidráulicos. Esta es una válvula normalmente cerrada conectada entre la línea de presión (salida de la bomba) y el depósito. Su propósito es limitar la presión en el sistema a un preajuste máximo, al desviar parte o toda la salida de la bomba al tanque cuando se llega al ajuste de presión.

VALVULA DE ALIVIO SENCILLA.

Una válvula de alivio sencilla o de acción directa (Fig. 9-1), puede que sólo consista de un balero o cabezal móvil asentado en el cuerpo de la válvula por medio de un resorte fuerte. Cuando la presión en la entrada no es suficiente para empujar el resorte, la válvula se conserva cerrada. Cuando alcanza la presión preajustada el balero o cabezal móvil se desasienta y, permite, que el flujo fluya a través de la salida del tanque mientras se mantenga esa presión.

En la mayoría de estas válvulas hay un tornillo de ajuste para variar la fuerza del resorte. Así es como se puede ajustar la válvula para abrirse a un porcentaje de presión requerida.

PRESION EXCESIVA.

La presión en la cual la válvula empieza a desviar el flujo se llama presión de apertura. Cuando aumenta el paso del flujo a través de la válvula, el cabezal móvil es desasentado de su asiento causando así, que aumente la compresión del resorte. Así que cuando la válvula esté pasando su porcentaje de flujo completo, la presión puede ser considerablemente más alta que la presión de apertura.

La presión en la entrada cuando la válvula está pasando su volumen máximo se llama presión de flujo-completo. La diferencia entre presión de flujo-completo y presión de rompimiento es la que a veces se llama presión de sobrecarga.

En algunos casos la presión de sobrecarga no es objetable. En otros puede resultar ser un desperdicio de potencia debido a la pérdida de flúido a través de la válvula antes de alcanzar su ajuste máximo. Puede permitir que la presión máxima del sistema exceda el porcentaje de otros componentes. En donde se desea disminuir el exceso, una válvula de alivio compuesta se debe usar.

VALVULA DE ALIVIO COMPUESTA

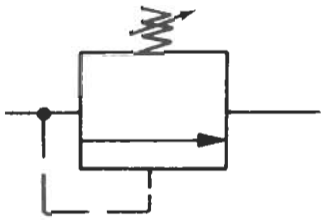
Una válvula de alivio compuesta (Fig. 9-2) opera en dos fases. La fase piloto en la parte superior del cuerpo de la válvula que contiene la válvula que limita la presión y un cabezal móvil que es mantenido en su asiento por un resorte ajustable. Las conexiones de los orificios se hacen a la parte inferior del cuerpo y las desviaciones del volumen de flujo-completo las hace el pistón balanceado en el cuerpo inferior.

PISTON BALANCEADO.

Se le llama así al pistón balanceado porque en operaciones normales (Fig. 9-3 Dibujo A), esto es un balance hidraúlico. La presión en el orificio de entrada que actúa debajo del pistón es también sentida en la punta por medio de un orificio maquinado a través de un espacio grande. En cualquier presión menor a la ajustada a la válvula el pistón es mantenido en su asiento por un resorte ligero.

Cuando la presión alcanza el ajuste del resorte ajustable, el cabezal móvil es desasentado limitando así la presión en la cámara superior.

El flujo que es restringido a través del orificio dentro de la cámara superior, da como resultado un aumento de presión en la cámara inferior. Esto desbalancea las fuerzas hidráulicas y tiende a levantar al pistón de su asiento. Cuando la diferencia



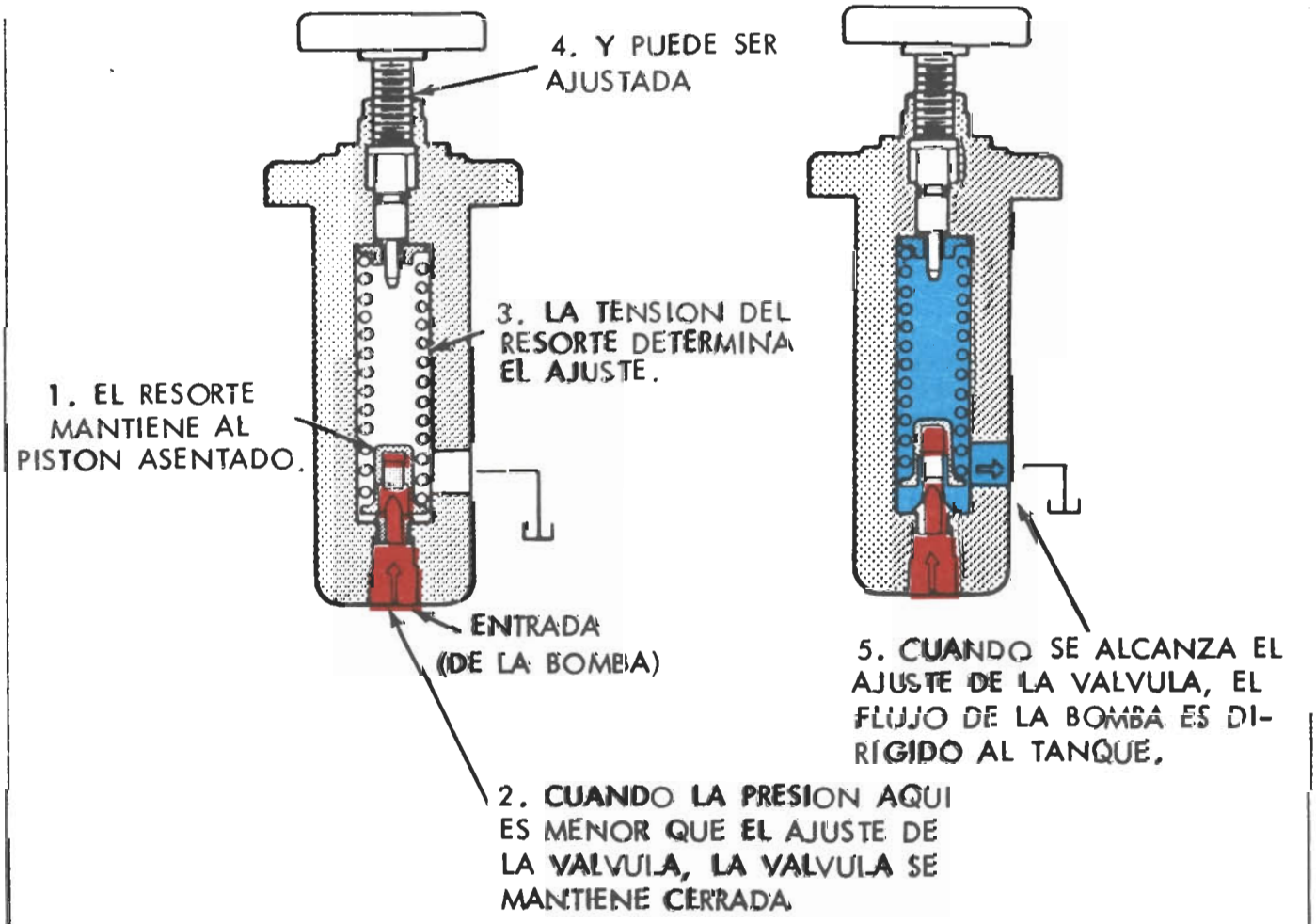


Figura 9-1. Válvula de Alivio Simple.

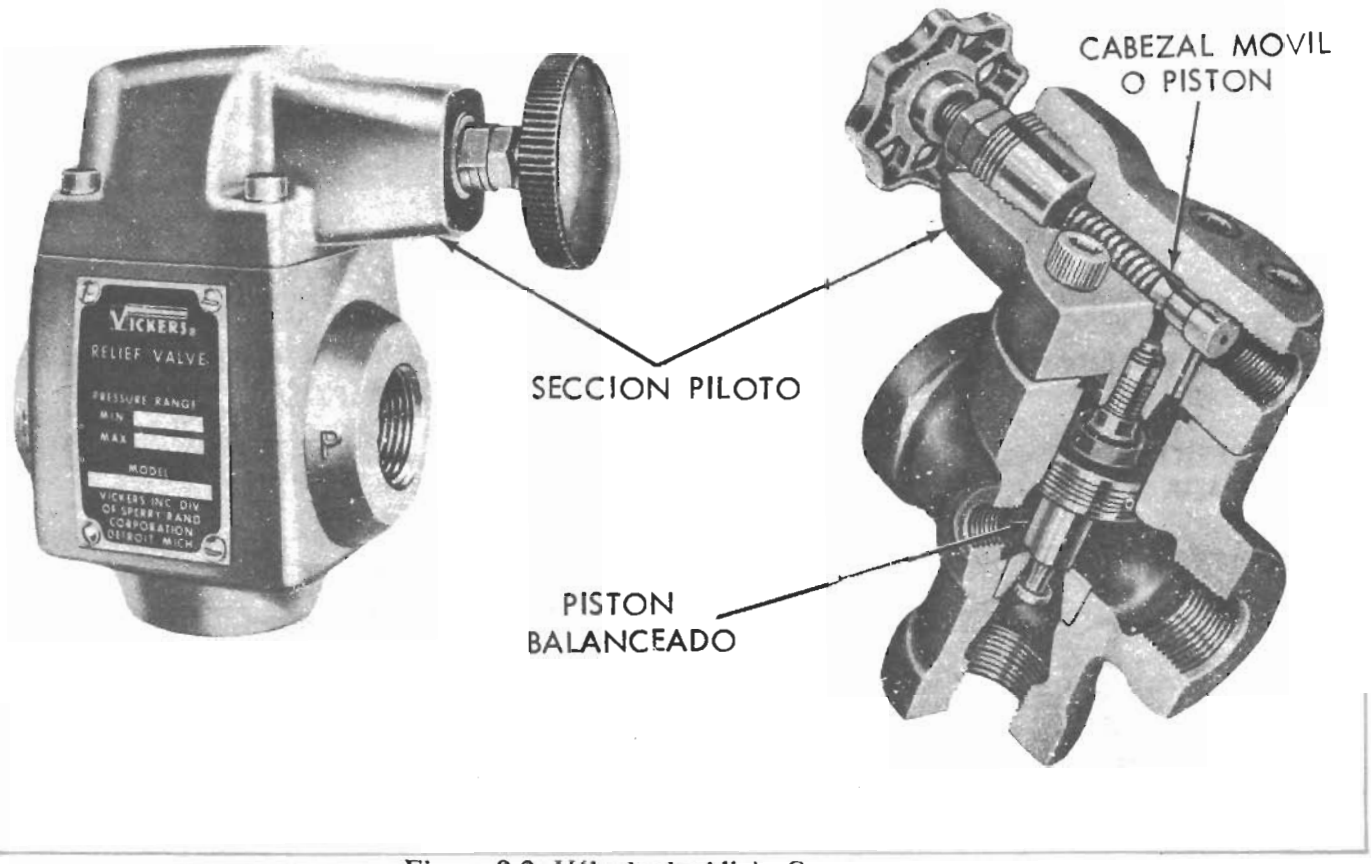


Figura 9-2. Válvula de Alivio Compuesta.

de presión entre las cámaras superior e inferior es suficiente para exceder la fuerza del resorte ligero (aproximadamente 20 psi). El pistón grande se desasienta permitiendo así que el flujo vaya directo al tanque. El aumento de flujo a través de la válvula sólo causa que el pistón se levante más de su asiento, pero ya que ésto solo comprime a un resorte ligero se encuentra muy poca presión excesiva.

CONEXION DE VENTEO.

Las válvulas de alivio compuestas pueden ser controladas a distancia por medio de un orificio de salida de la cámara que está arriba del pistón. Cuando ésta cámara está "ventilada" al tanque la única fuerza que mantiene al pistón en su asiento es la del resorte ligero y la válvula se abrirá completamente a 20 psi aproximadamente. Ver Figura 9-4.

Ocasionalmente, estos resortes estandar se pueden reemplazar por unos más duros permitiendo presiones "venteadas" de 50?0 psi, cuando se requiere para presiones piloto. Un segundo beneficio de los resortes de alto venteo es que causa rápidos y más positivos ajustes del pistón.

También es posible conectar una válvula de alivio sencilla al orificio de venteo para controlar la presión de una localización remota (Fig. 9-5). Para ejercer control, la válvula remota debe ser para una presión menor que la de la fase de piloto integral. Una aplicación de control remoto de presión es dado en el capítulo 13.

VALVULAS TIPO "R".

La válvula tipo "R" (Fig. 9-6) es una válvula de control de presión de tipo de acción-directa de carrete deslizante. El carrete funciona dentro del cuerpo de la válvula y se mantiene en la posición de cerrado por un resorte ajustable. La presión operante que se siente a través de un pasaje en la cubierta de abajo, se opone a la carga del resorte. El área del carrete es tal, que con el resorte más duro normalmente usado, la válvula se abrirá a 125 psi aproximadamente. Para ampliar el porcentaje de presión la mayoría de los modelos incluyen un pequeño pistón o émbolo en la cubierta de abajo para reducir el área de reacción de la presión a 1/8 (1/16 en el promedio de 2,000 psi) del área del extremo del carrete. Cuando la presión operante excede el ajuste de la válvula, el carrete se levanta y el aceite puede fluír del primer orificio al segundo orificio.

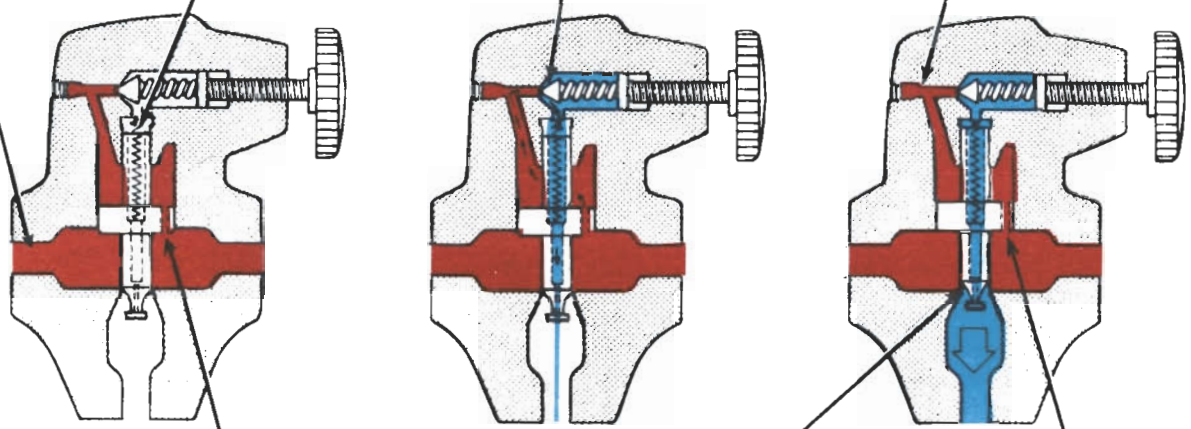
Se da un pasaje de drenaje en la cubierta superior para drenar la cámara del resorte. Este drenaje también drena el aceite de fuga de espacio que hay entre el carrete y el pistón por medio de un pasaje maquinado a lo largo a través del carrete.

4. CUANDO ES ALCANZADO EL AJUSTE DE LA VALVULA EL CABEZAL MOVIL SE "ABRE" LIMITANDO LA PRESION EN LA CAMARA DE ARRIBA.

7. LA CONEXION VENTEADA PERMITE DESCARGAR LA BOMBA A TRAVES DE LA VALVULA DE ALIVIO.

3. EL RESORTE MANTIENE AL PISTON CERRADO.

1. PRESION DE ENTRADA AQUI....



6. EL PISTON SE MUEVE HACIA ARRIBA PARA DESVIAR LA SALIDA DE LA BOMBA DIRECTAMENTE AL TANQUE.

2. ES TRANSMITIDA ARRIBA DEL PISTON Y EN LA VALVULA PILOTO A TRAVES DEL ORIFICIO EN EL PISTON

5. CUANDO ESTA PRESION ES 20 psi MAS ALTA QUE EN LA CAMARA SUPERIOR...

DIBUJO A
CERRADA

DIBUJO B
APERTURA

DIBUJO C
ALIVIANDO

Figura 9-3. Funcionamiento de la Válvula de Alivio de Pistón Balanceado.

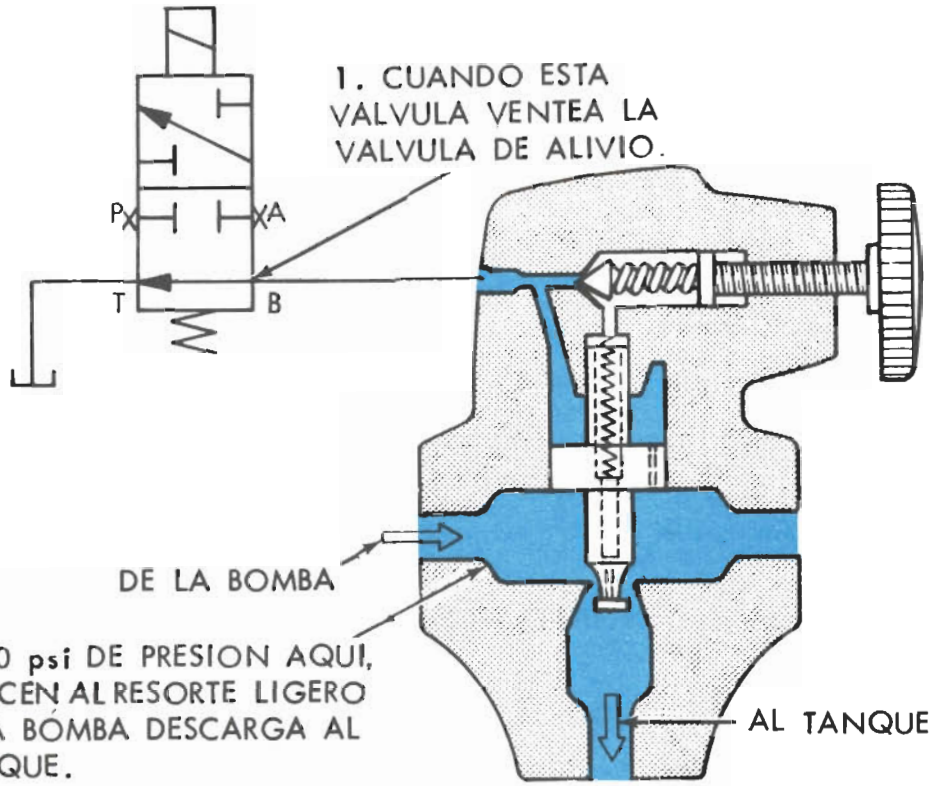


Figura 9-4. Venteando la Válvula de Alivio.

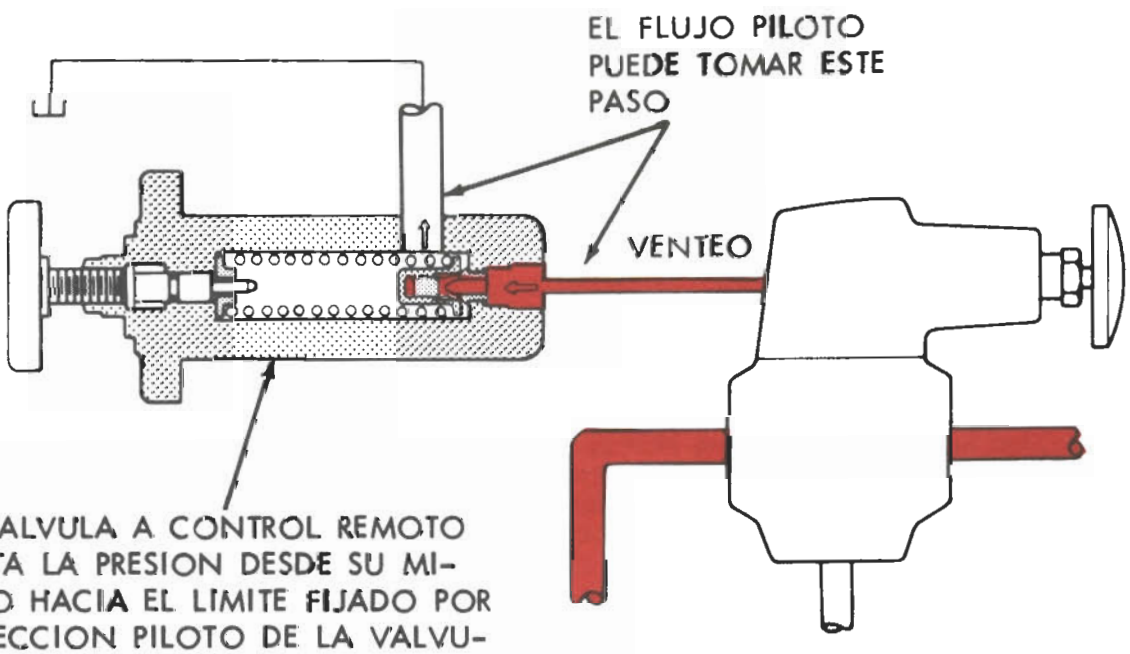


Figura 9-5. La Válvula de **Alivio** Sencilla Conectada al Orificio de Venteo.

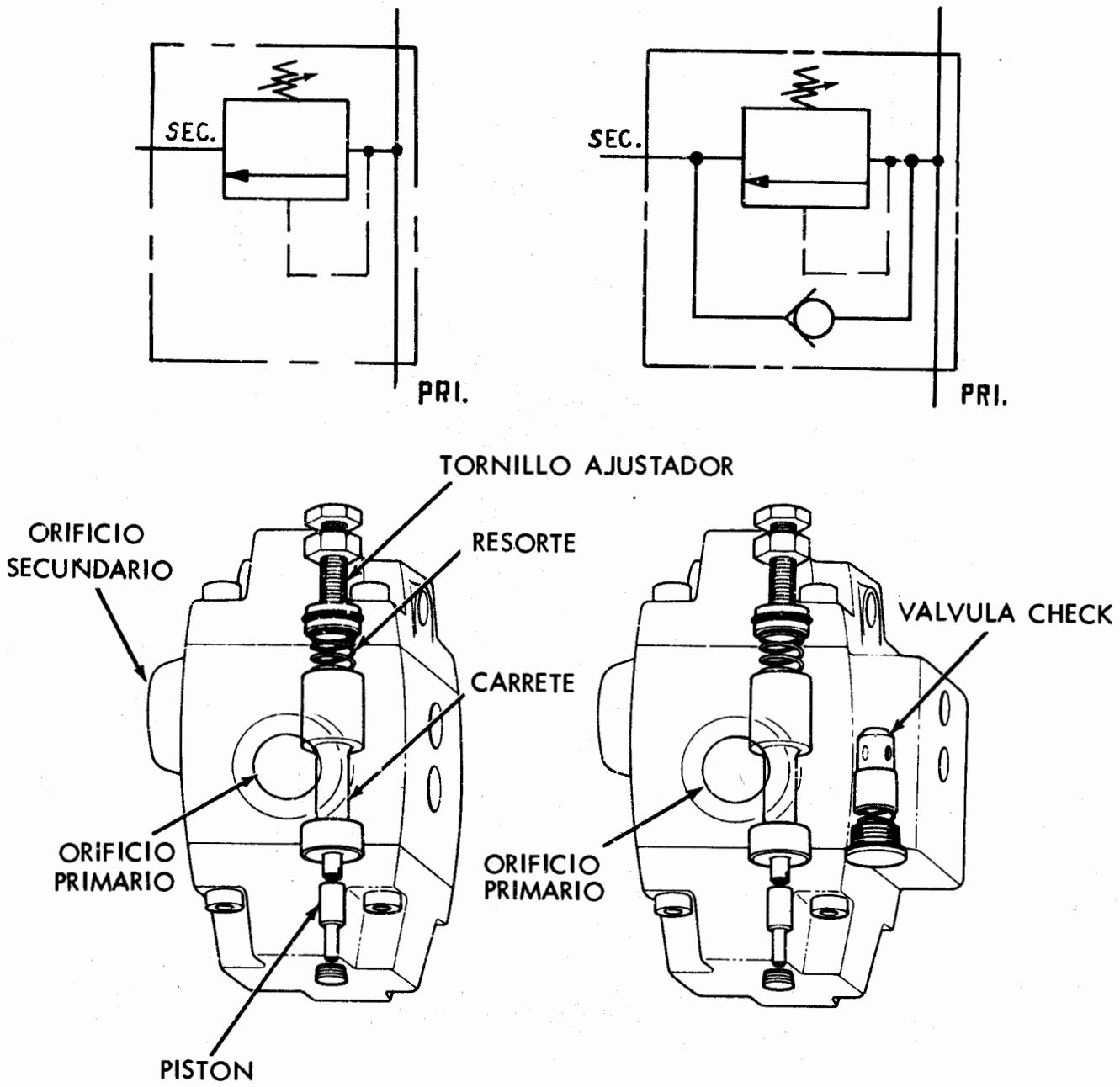


Figura 9-6. Válvula Tipo "R".

Esta válvula se puede usar como válvula de alivio, válvula de secuencia o válvula descargadora, dependiendo de como se ensamblen las cubiertas de arriba y abajo. También se construye con una válvula check integral (tipo "RC") para permitir flujo de regreso cuando se usa como de secuencia, de contrabalance o válvula de freno.

VALVULAS DE ALIVIO TIPO "R".

La figura 9-7 nos muestra una válvula "R" ensamblada para funcionar como válvula de alivio. La línea de presión es conectada al orificio principal y el segundo orificio al tanque. Esta aplicación permite a la válvula que se drene internamente y que la cubierta de arriba se ensamble con un pasaje de drenaje alineado al segundo orificio. La cubierta de abajo se ensambla de tal modo, que la presión operante sea tomada interiormente de la entrada primaria haciendo así necesario mantener la presión máxima del sistema para mantener la válvula abierta.

En el dibujo A la presión del sistema contra del pistón es muy baja para mover el resorte y la válvula se mantiene cerrada. En el dibujo B, la presión ha levantado el carrete para que pase el flujo al orificio secundario y al tanque y la presión es determinada por el ajuste del resorte.

Con el pequeño pistón esta válvula puede operar a presiones más altas. Sin embargo, a causa de su relativa característica de mayor exceso no se recomienda que se use como válvula de alivio a más de 500 psi.

VALVULA DE DESCARGA TIPO "R".

Para usar la misma válvula como válvula de descarga (Fig. 9-8) la cubierta de abajo se ensambla de modo que obstruya los pasajes de la presión interna operante. Una causa de presión externa es la que se usa para mover el carrete y desviar el abastecimiento de la bomba al segundo orificio. La conexión de drenaje se mantiene interna ya que el segundo orificio sigue conectado al tanque.

Fíjese en la diferencia que hay entre las válvulas de alivio y de descarga (Fig. 9-7 dibujo B). La válvula de alivio funciona en balance, manteniéndose abierta en una de sus numerosas posiciones infinitas por el flujo de aceite que pasa a través de él. Mantener la presión máxima en el orificio principal es determinado por el ajuste del resorte. Sin embargo, con la válvula de descarga el orificio de presión principal es independiente de la fuerza del resorte porque la causa de presión a distancia opera el carrete. Mientras la presión de control sea cuando menos de 150 psi más, que el ajuste del resorte, el flujo libre puede pasar del orificio principal al secundario.

VALVULA DE SECUENCIA TIPO "R".

Se usa una válvula de secuencia para causar la acción que se haga en el sistema en un orden definido, y para conservar una presión mínima predeterminada en la línea principal mientras se lleva a cabo la operación secundaria. La figura 9-9 nos muestra la válvula "R" ensamblada para secuencia. El flúido fluye libremente a través de un pasaje principal para operar la primera fase hasta que el ajuste de la presión de la válvula se logra. Cuando se levanta el carrete (dibujo B) el flúido es desviado al orificio secundario para operar la segunda fase. Una aplicación típica es fijar con el orificio principal y alimentar la cabeza del taladro con el segundo orificio, después de que la pieza trabajada está firmemente fija.

Para mantener la presión en el sistema principal, la válvula es operada internamente. Sin embargo, la conexión de drenaje debe ser exterior, ya que el segundo orificio está bajo presión cuando la válvula está en "secuencia". Si esta presión se pasara al pasaje de drenaje. ésta se añadiría a la fuerza del resorte y aumentaría la presión requerida para abrir la válvula.

VALVULA DE SECUENCIA TIPO "RC".

La válvula de secuencia tipo "R" es la adecuada para sistemas en donde se puede instalar antes de la corriente que viene de la válvula direccional. Si ésta se instala después de la corriente (en la línea del cilindro) se debe hacer alguna prevención para el regreso libre de flujo cuando se invierta el cilindro. Una válvula check de desvío se puede usar o la válvula "R" puede ser reemplazada con la válvula "RC" (Fig. 9-10) la cual tiene una válvula check integral para flujo de regreso. De otro modo la operación es idéntica.

VALVULA DE SECUENCIA OPERADA A DISTANCIA.

En algunos sistemas, es deseable entrelazar para que no ocurra la secuencia hasta que el actuador principal alcance su posición definitiva. En estas aplicaciones, la cubierta de abajo de la válvula de secuencia se ensambla para operarla a distancia. Una válvula direccional operada con leva obstruye la presión de control del pistón en la cubierta de abajo, hasta que el cilindro de fijación alcanza la posición deseada. Solo hasta entonces se le permite a la válvula de secuencia cambiar y dirigir el flujo a la siguiente operación.

VALVULA DE CONTRABALANCE TIPO "RC"

Una válvula de contrabalance se usa para mantener el control sobre un cilindro vertical, para que éste no caiga libremente a causa de la gravedad. El

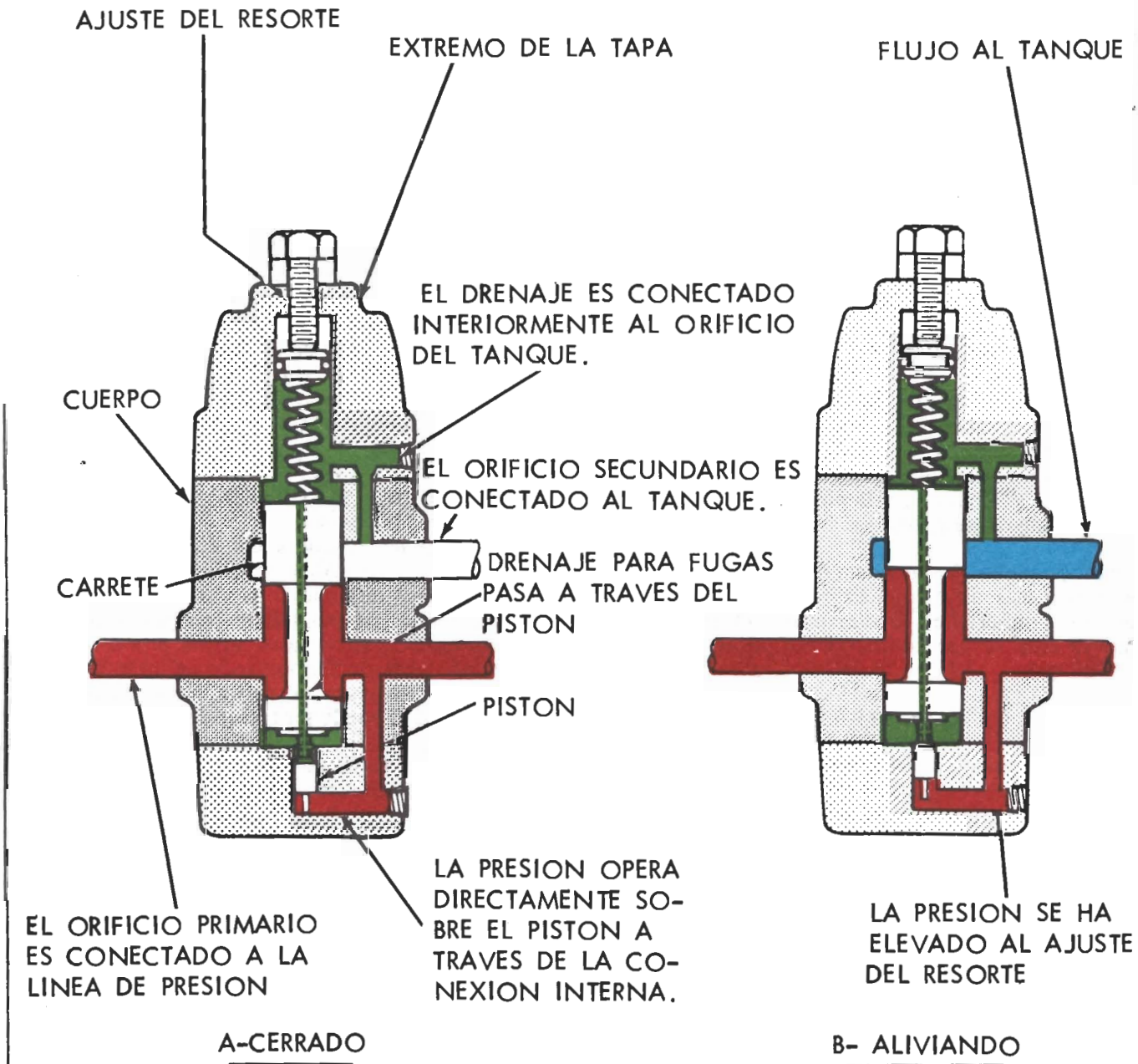


Figura 9-7. Valvula de Alivio Tipo "R".

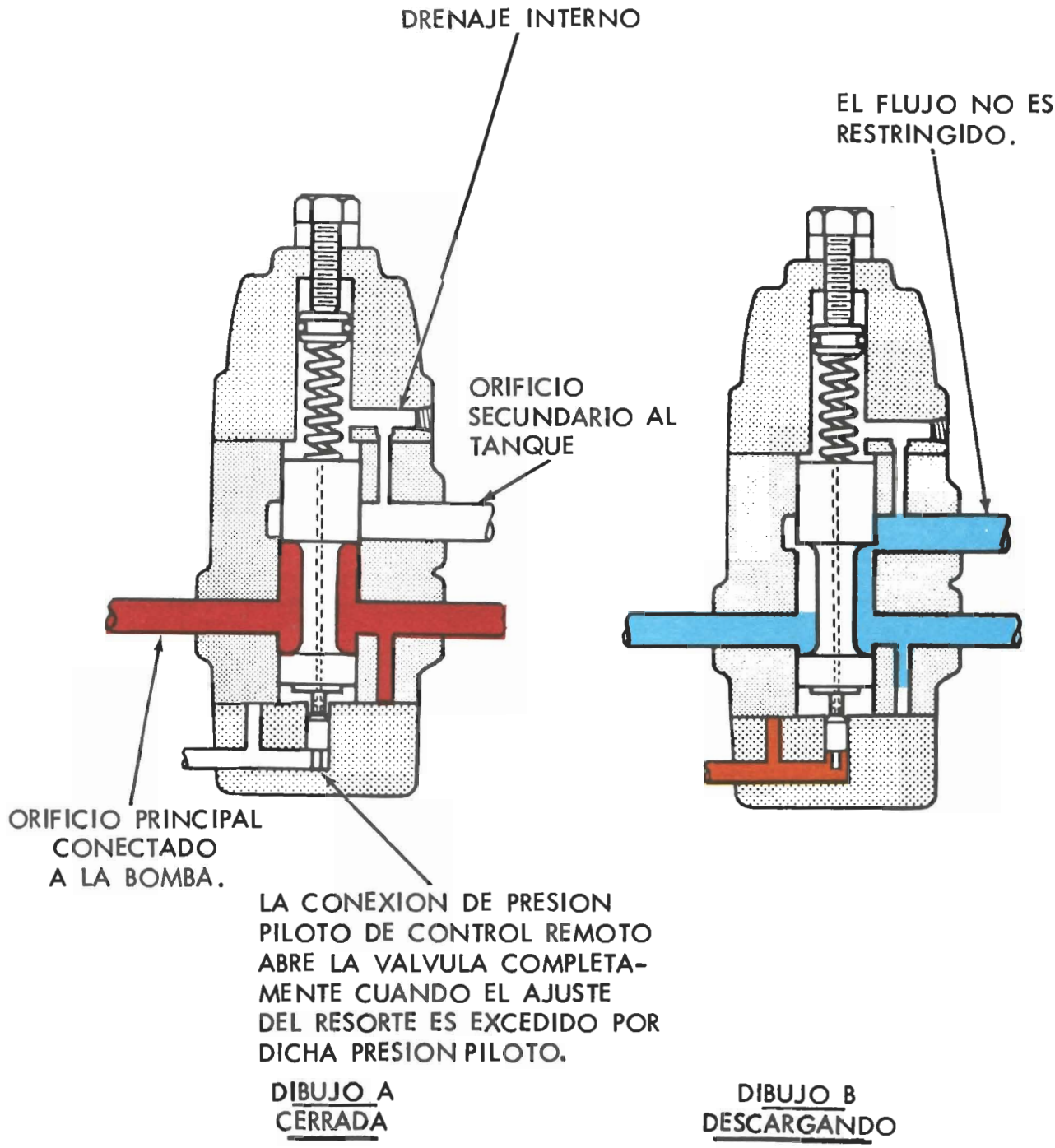


Figura 9-8. Válvula de Descarga Tipo "R".

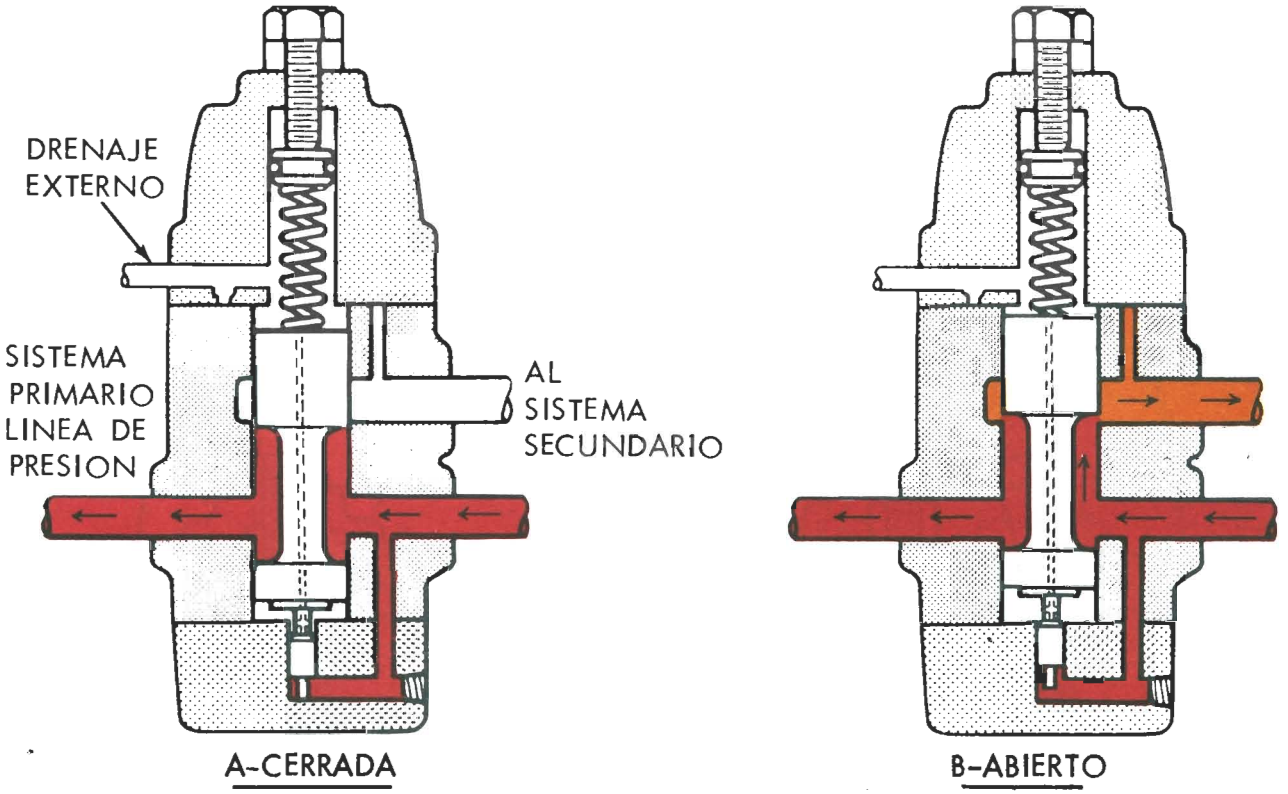


Figura 9-9. Válvula de Secuencia Tipo "R".

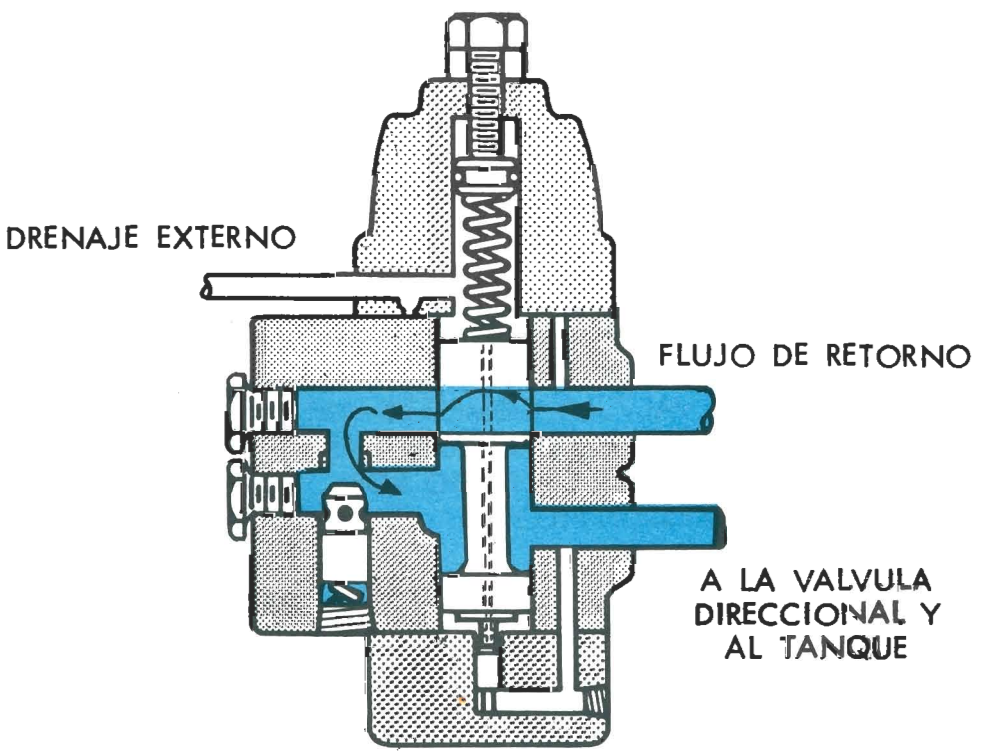


Figura 9-10. La Válvula de Secuencia Tipo "RC". Permite Flujo Libre de Regreso.

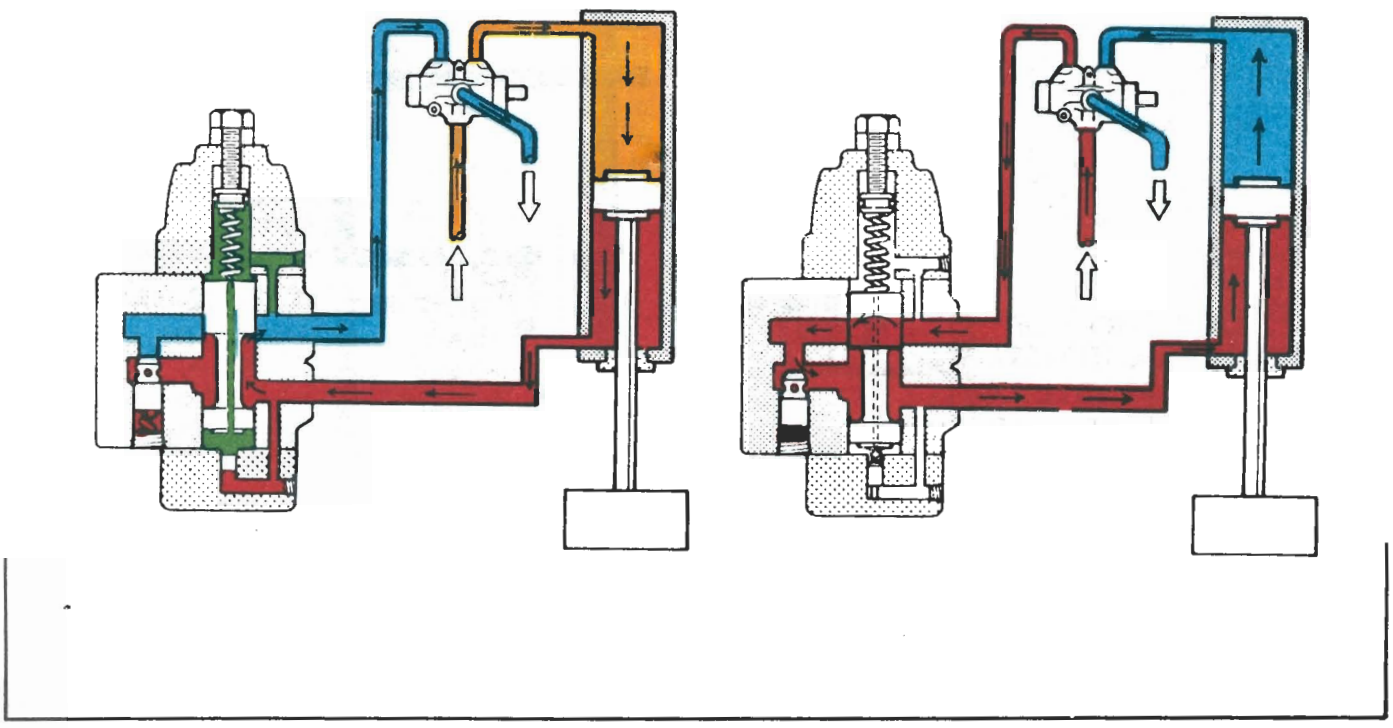


Figura 9-11. Válvula de Contrabalance Tipo "RC".

orificio principal de la válvula "RC" está conectado al orificio inferior del cilindro y el segundo orificio a la válvula direccional (Fig. 9-11). El ajuste de la presión es un poco más alto del que se necesita para detener la carga, que no se caiga.

Cuando el abastecimiento de la bomba es dirigido a la parte superior del cilindro, el pistón del cilindro es forzado hacia abajo creando presión en el orificio principal para aumentar y levantar al carrete, abriendo así un pasaje de flujo para descarga a través del segundo orificio a la válvula direccional y subsecuentemente al tanque. En casos en donde se desea el quitar presión de refuerzo a el cilindro y aumentar la fuerza potencial a la parte de abajo de la carrera, ésta válvula también puede ser operada a distancia.

Cuando se está levantando el cilindro (dibujo B) la válvula check integral se abre para que pase flujo libre para regresar al cilindro.

La válvula de contrabalance puede ser drenada interiormente. En la posición de bajarlo (Dibujo A) cuando la válvula debe abrirse su segundo crificio está conectado al tanque. En la condición de reversa no importa que la presión de carga sea efectiva en el pasaje de drenaje, porque la válvula check desvía el carrete.

VALVULA FRENADORA TIPO "RC".

La válvula frenadora se usa en la línea de salida de un motor hidráulico para (1) evitar sobre velocidad cuando una carga se corra en contra del eje del motor y (2) para evitar que se cree exceso de presión cuando se desacelere o pare la carga.

Cuando una válvula "RC" es usada como si fuera una válvula de freno, ésta tiene un carrete sólido (sin agujero de drenaje a través del centro) y hay una conexión de presión operante a distancia en la cubierta de abajo directamente abajo del carrete (Fig. 9-12). Esta conexión es entubada en la línea de abastecimiento del motor. La conexión de control interna también se usa abajo del pequeño pistón y siente la presión del orificio principal de la válvula "RC" la cual está conectada al orificio de salida del motor.

ACELERANDO LA CARGA.

Cuando se acelera la carga, la presión está en su máximo en la entrada del motor y abajo del área grande del carrete de la válvula de freno manteniendo a ésta en la posición de completamente abierta dejando pasar flujo libre del orificio de salida del motor.

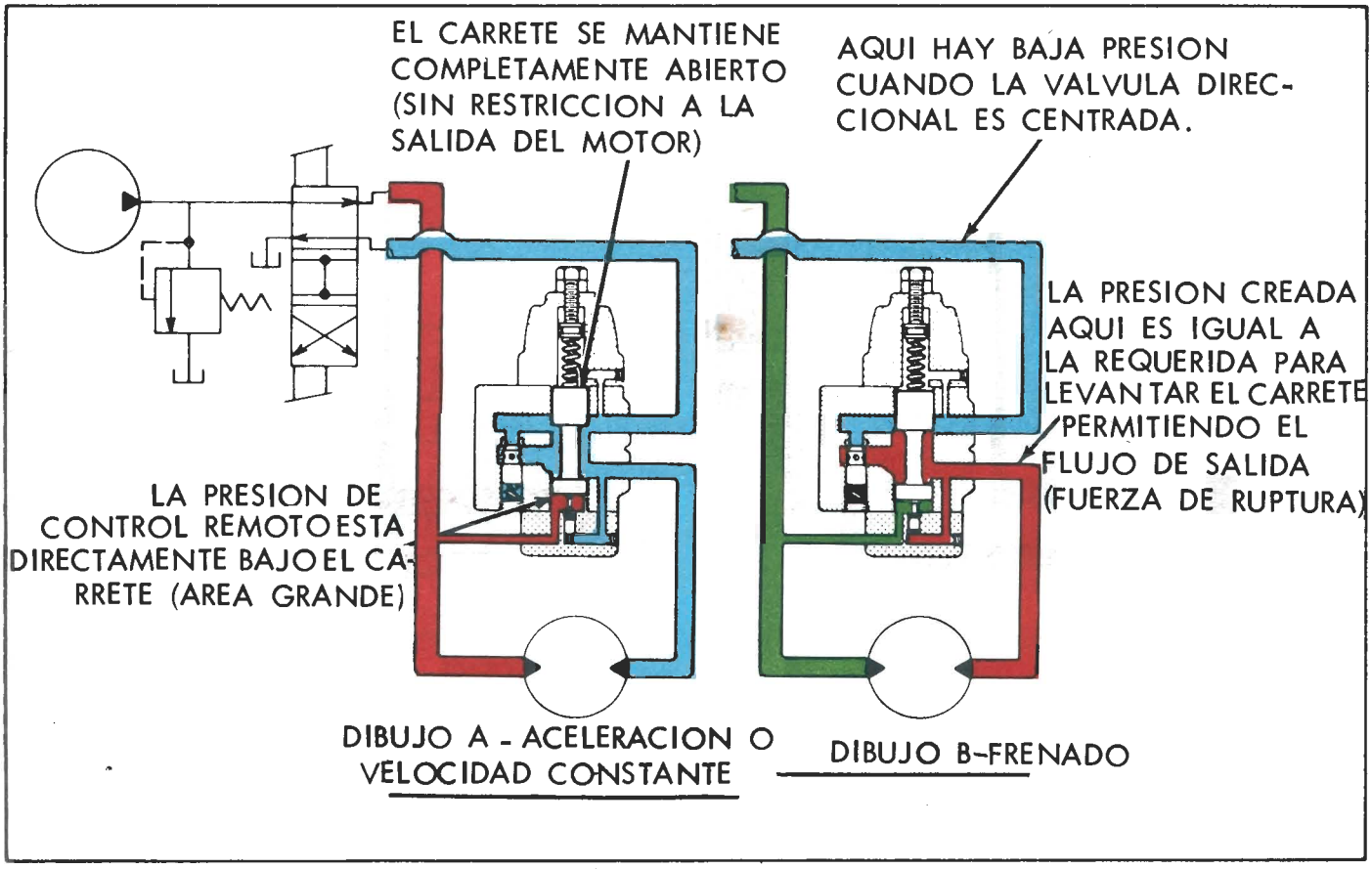


Figura 9-12. Válvula de Freno Tipo "RC".

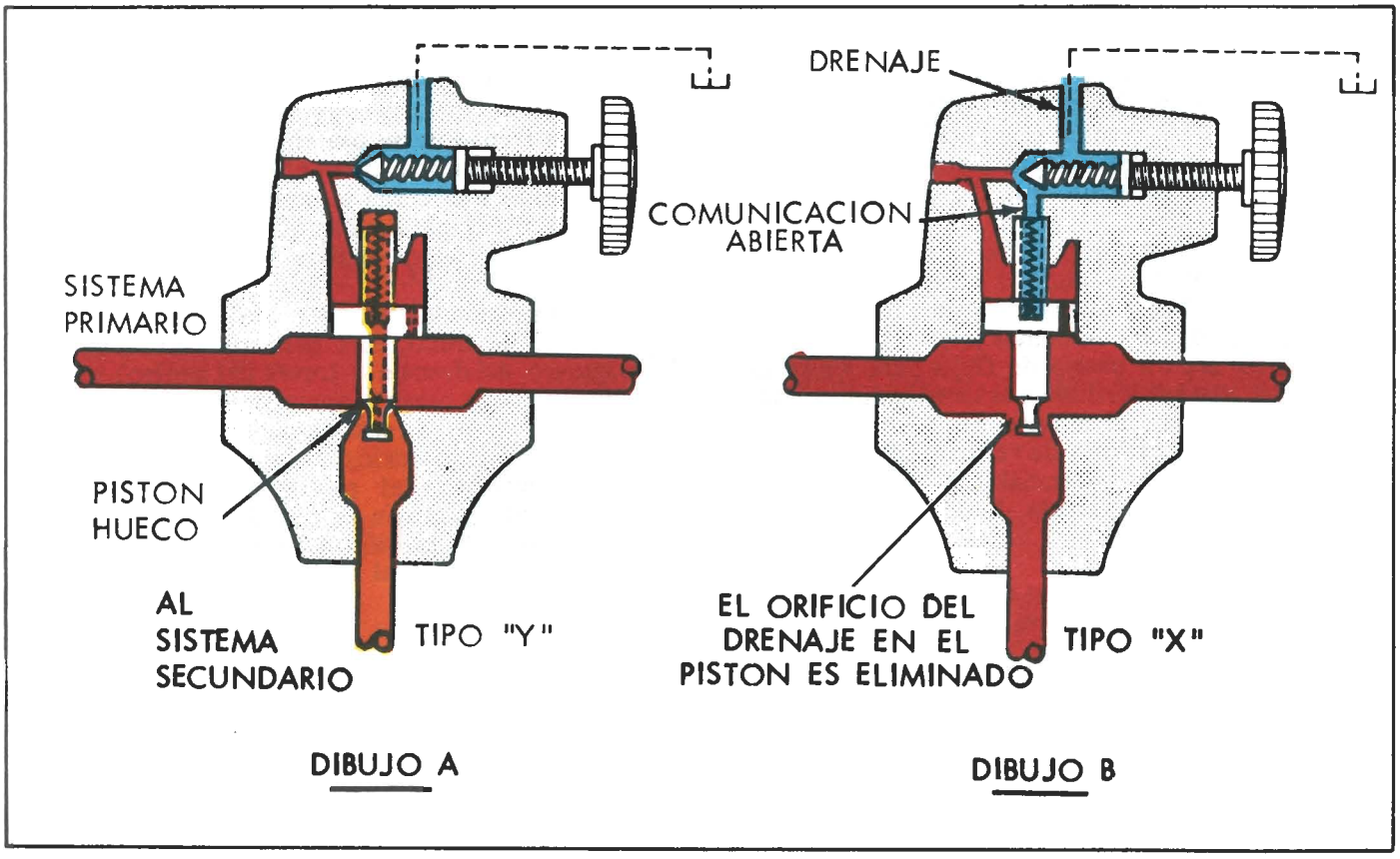


Figura 9-13. Válvula de Secuencia de Dos Pasos.

EN VELOCIDAD OPERANTE.

Cuando el motor aumenta su velocidad la presión de carga aún detiene a la válvula de freno abierta a menos que la carga trate de irse. Si ésto pasa, la presión se cae en la entrada del motor y en el pasaje de control a distancia (Dibujo B). La fuerza del resorte tiende a cerrar la válvula así aumentando la presión de refuerzo. Esto aumenta la presión de la línea de empuje al motor y abajo del pequeño pistón manteniendo a la válvula en la posición apropiada medidora para así mantener la velocidad constante del motor.

ENFRENANDO.

Cuando se cambia la válvula direccional a neutral, la inercia causa que el motor siga rotando. Hasta que el motor deja de rotar, éste funcionará como si fuera una bomba, jalando flúido del depósito a través de una válvula direccional y recirculándola a través de la válvula de freno.

Para este entonces la presión en la salida del motor tratará de pararla y será lo que se requiera abajo del pequeño pistón para vencer el ajuste de la válvula de freno.

PORCENTAJES Y MONTAJE DE LAS VALVULAS.

Las válvulas "R" y "RC" están construidas en 3/8" y 2" de tamaño con tubería de rosca montadas con empaques o conexiones de brida. El porcentaje de capacidad de flujo promedia de 12 gpm para el tamaño de 3/8" a 125 gpm para el modelo de 2". Los ajustes de presión están limitados a 2000 psi aunque es permisible una presión operante de 3000 psi.

VALVULAS DE SECUENCIA COMPUESTAS.

También las válvulas de secuencia se construyen en la versión de dos-pasos las cuales son similares a la válvula de alivio de pistón balanceado (Fig. 9-13).

La diferencia de construcción es que en la válvula de alivio el pasaje de drenaje de el paso piloto es externo más bien que a través de la varilla de pistón balanceado. Cuando está operando, el pasaje del sistema principal está conectado abajo del espacio del pistón, con el sistema secundario conectado al orificio de abajo. La secuencia sucede cuando la presión del sistema principal es de más o menos 20 psi, más alta que la presión de rompimiento de la válvula piloto.

VALVULAS DE SECUENCIA DE TIPO "X" Y "Y".

Las dos modificaciones de la válvula de secuencia compuesta dan diferentes características de estrangulación al sistema secundario. En el tipo "Y" (Dibujo A Fig. 9-13) la varilla del pistón balanceado se mantiene. La presión del sistema secundario abajo del pistón es sentida en la parte superior de la varilla y equilibrada la presión abajo de la varilla. La presión del sistema secundario entonces no afecta el movimiento del pistón. Entonces el pistón mantiene su posición infinita y mantiene la presión preajustada en el sistema principal. Cuando el pistón se abre a la presión preajustada el flujo es rotado al segundo sistema. El flujo de reversa es imposible. Si se requiere, se usa una válvula check para dejar pasar flujo del segundo al primero.

En el tipo "X" (dibujo B) el centro del pistón es sólido y la cámara del resorte en la parte superior del pistón está abierta al drenaje. Cuando la válvula se abre a su ajuste, la presión abajo de la varilla rebasa el balance de presión y forza al pistón a una posición completamente abierta. Entonces la presión es igual en ambos sistemas en la presión operante del segundo sistema. La válvula se abrirá cuando la presión del segundo sistema exceda la fuerza equivalente a la del resorte del pistón. Este efecto da flujo libre del segundo al principal sistema ya que el equivalente del resorte es de 20 psi.

VALVULAS REDUCTORAS DE PRESION.

Las válvulas reductoras de presión son controles de presión normalmente abiertos usados para mantener presiones reducidas en ciertas partes del sistema. Estas son actuadas por la presión sentida en la rama del circuito y tienden a cerrarse cuando alcanza el ajuste de la válvula así evitará más aumento. Ambas versiones, la de acción directa o la operada por piloto están en uso.

VALVULAS REDUCTORAS DE PRESION DE ACCION DIRECTA.

Una típica válvula de acción directa es la que se muestra en la Figura 9-14. Esta usa un carrete posicionado por resorte para controlar la presión de suministro.

Si el abastecimiento de presión principal es menor que el ajuste de la válvula. El flúido fluirá libremente de la entrada a la salida. Una conexión interna del pasaje de la salida transmitirá la presión de salida al extremo del carrete opuesto al resorte.

Cuando la presión de salida se eleva al ajuste de la válvula (Fig. 9-14 Dibujo B) el carrete se mueve para cerrar parcialmente el orificio de salida. Solo suficiente flujo pasa a la salida para mantener la presión preajustada. Si la válvula se cierra completamente, la fuga que se pase al carrete podría crear un aumento de presión en la rama del circuito. En cambio un sangrado contínuo al tanque es permitido para mantenerlo ligeramente abierto y evitar que la presión de la corriente abajo exceda el ajuste de la válvula. Un pasaje de drenaje aparte se da para regresar esta fuga de flujo al tanque.

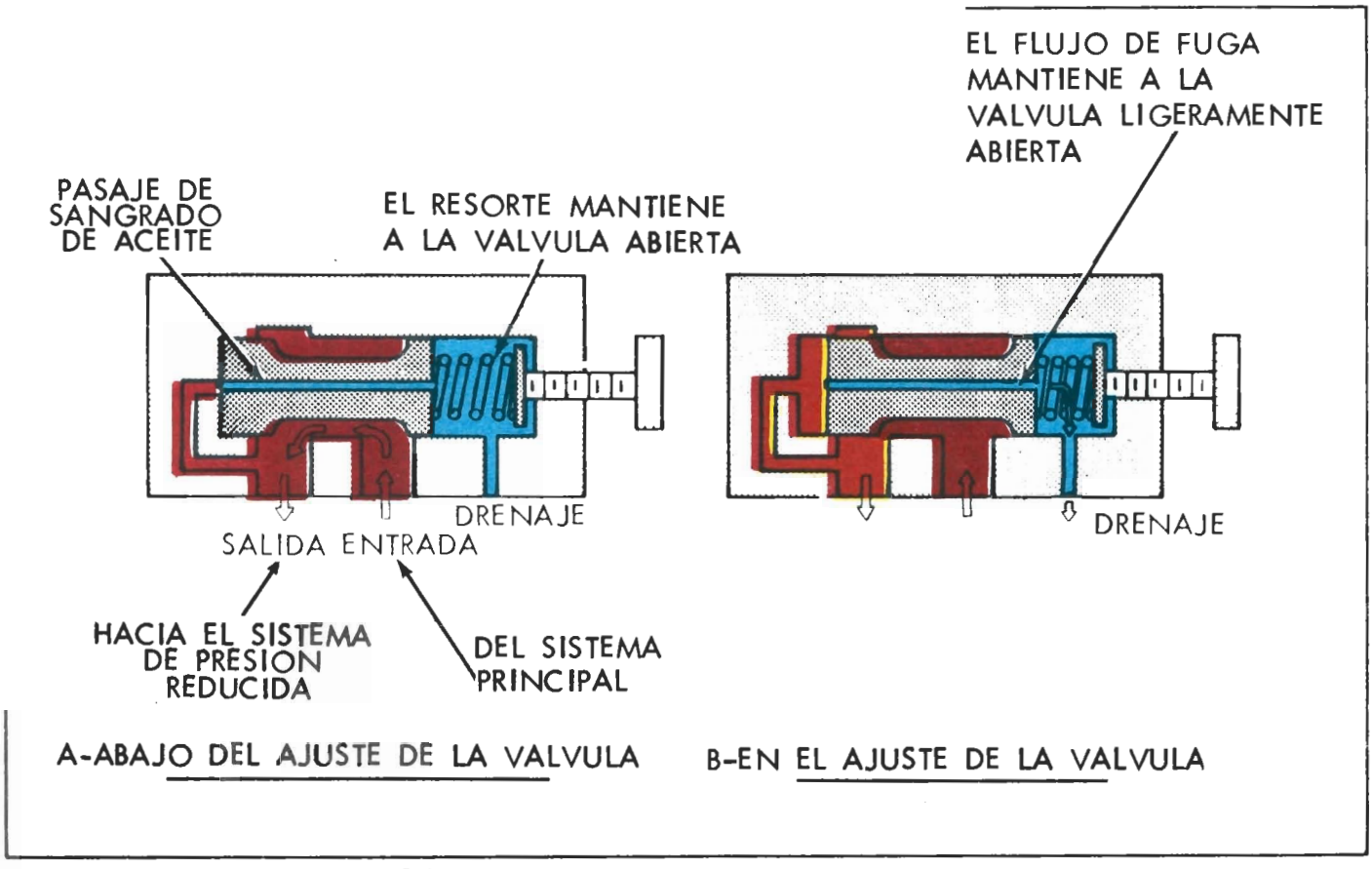


Figura 9-14. **Válvula** Reductora de Presión de Acción Directa.

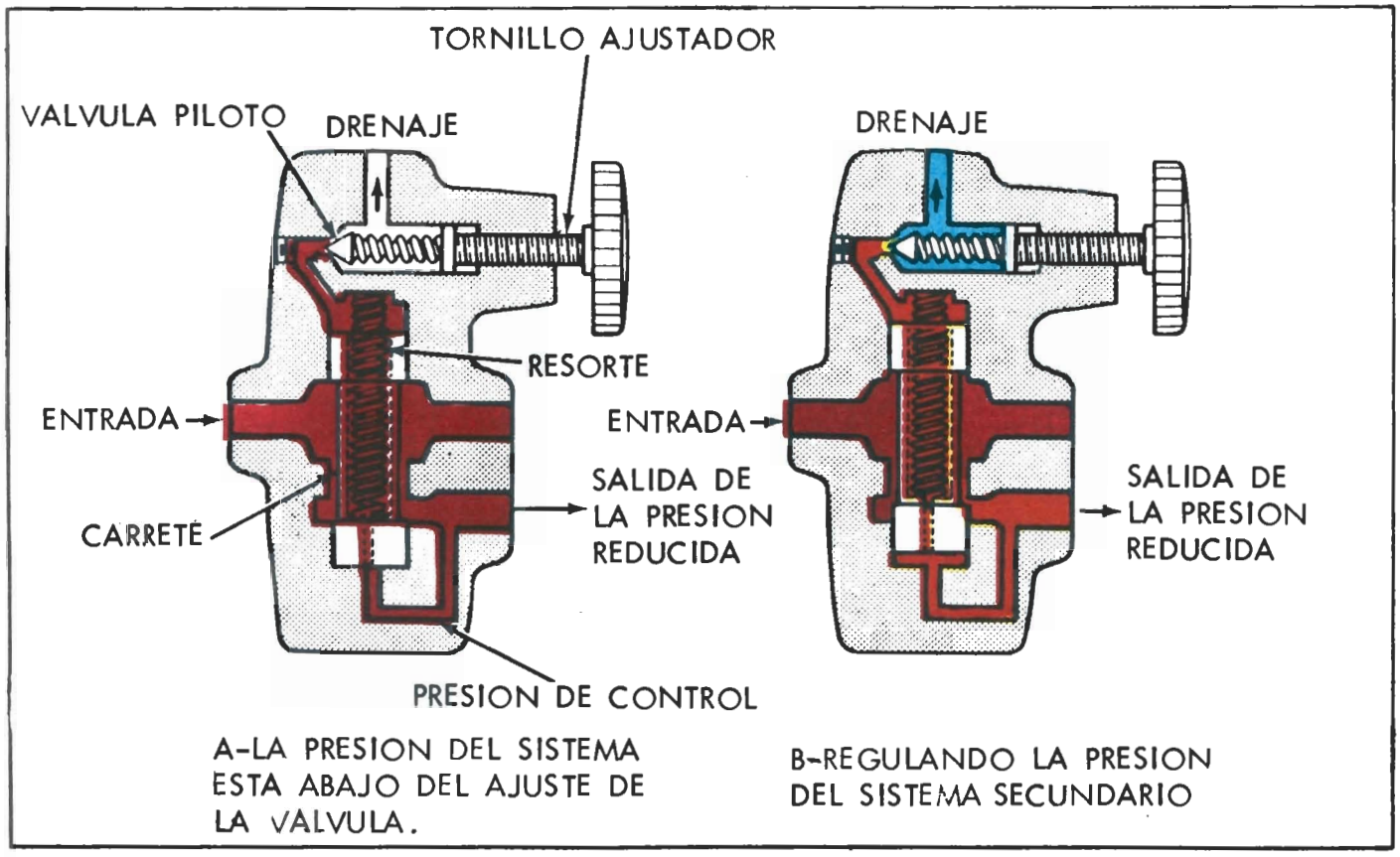


Figura 9-15. Válvula Reductora de Presión Operada por Piloto.

'ERADAS

60 — 9
del orif

iloto (Fi
e ajustes

FLUJO LIBRE ESC

rrete

vál

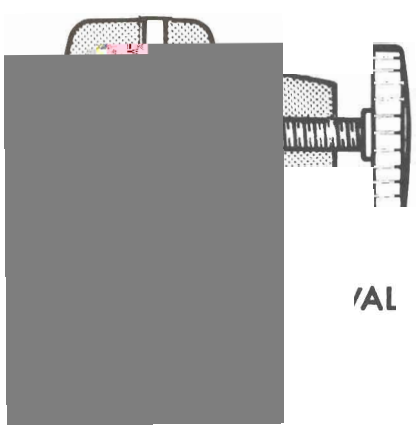
a válv
olar f
smen

figu
ndo
ajust
licam
resort
nple

VALVULA DE GA

ilvula y válv fluj dor
asaje de renaj riba
arréte. I
umula
a una dire sión que mueve
cia arriba
n cons
resorte. aim orificio vula
que viene chec
cuni
ral
ıbas

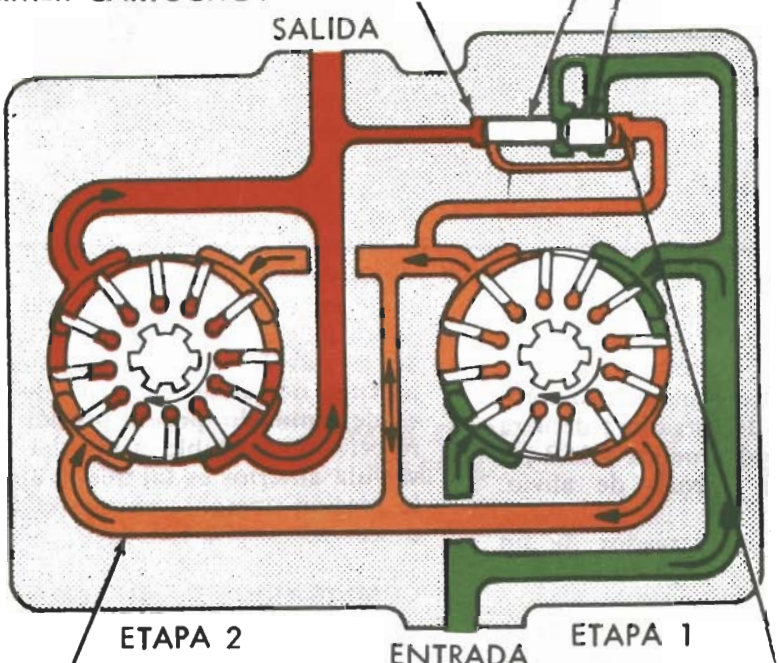
Otra a.n complet



'AL CHE

1. LA SALIDA DE PRESION ACTUA SOBRE EL PEQUEÑO PISTON QUE ES DE LA MITAD DE TAMAÑO QUE EL PISTON GRANDE SOBRE EL CUAL ACTUA LA PRESION INTERMEDIA. LOS PISTONES SE MUEVEN PARA MANTENER EXACTAMENTE UNA RELACION DE PRESION DE 2 A 1.

2. SI DISMINUYE LA PRESION INTERMEDIA, LOS PISTONES SE MUEVEN A LA DERECHA Y DESCARGAN EL EXCESO DE FLUJO AL PASAJE INTERMEDIO PARA SUPLIR LA DEFICIENCIA DE VOLUMEN DEL PRIMER CARTUCHO.



PRESION INTERMEDIA (SALIDA DE LA PRIMERA ETAPA)

3. SI AUMENTA LA PRESION INTERMEDIA LOS PISTONES SE MUEVEN HACIA LA IZQUIERDA Y DESCARGAN EL EXCESO DEL VOLUMEN DEL PRIMER CARTUCHO A LA ENTRADA DE LA BOMBA.

Figura 11-15. La Válvula Divisora Divide la Presión Entre las Dos Etapas.

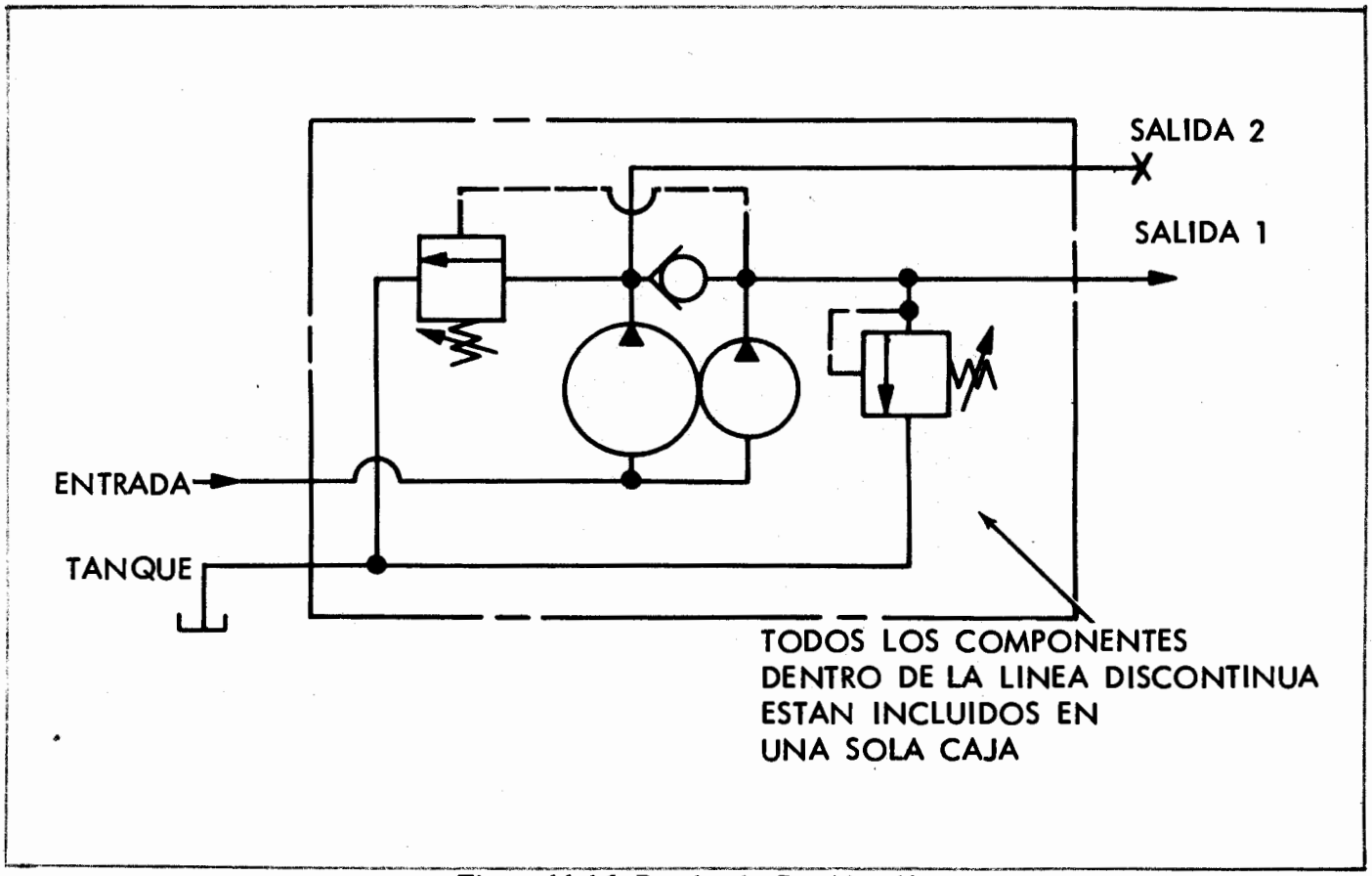


Figura 11-16. Bomba de Combinación.

21) fueron diseñados originalmente para aplicaciones móviles. También son balanceadas hidráulicamente pero su construcción es mucho más sencilla que la de las bombas redondas. El cartucho consiste de un anillo prensado entre el cuerpo de la bomba y la cubierta, un rotor, doce paletas y una placa con resorte cargado de presión. El orificio de entrada está en el cuerpo y la salida en la cubierta la cual puede ser ensamblada en cualquiera de las cuatro posiciones que sean convenientes para el sistema de conexión.

FUNCIONAMIENTO.

El resorte (Fig. 11-22) mantiene la placa de presión en posición en contra del anillo todo el tiempo. Cuando la presión de salida va aumentando éste actúa con el resorte para desajustar las presiones dentro del cartucho que tiende a separarlas. El espacio apropiado para que gire es determinado por el anillo (relativo) y el ancho del rotor.

El arranque inicial se logra al girar el rotor y el eje lo suficientemente rápido (aproximadamente 600 rpm) para que la fuerza centrífuga aviente las paletas en contra del anillo generando así la acción bombeadora. Una ranura interrumpida (anular) en la placa de presión permite flujo libre de flúido presurizado dentro de las cámaras abajo de las paletas, cuando se mueve hacia afuera por debajo de las paletas, así como cuando mueven hacia afuera de las ranuras del rotor. El flujo de regreso es restringido al irse moviendo las paletas manteniéndolas firmemente en contra del anillo.

Si es necesario invertir el giro del eje impulsor se debe quitar el anillo y reensamblado con el lado opuesto hacia el cuerpo de la bomba. Para facilitar el procedimiento se pueden moldear unas flechas indicadoras en la orilla del anillo.

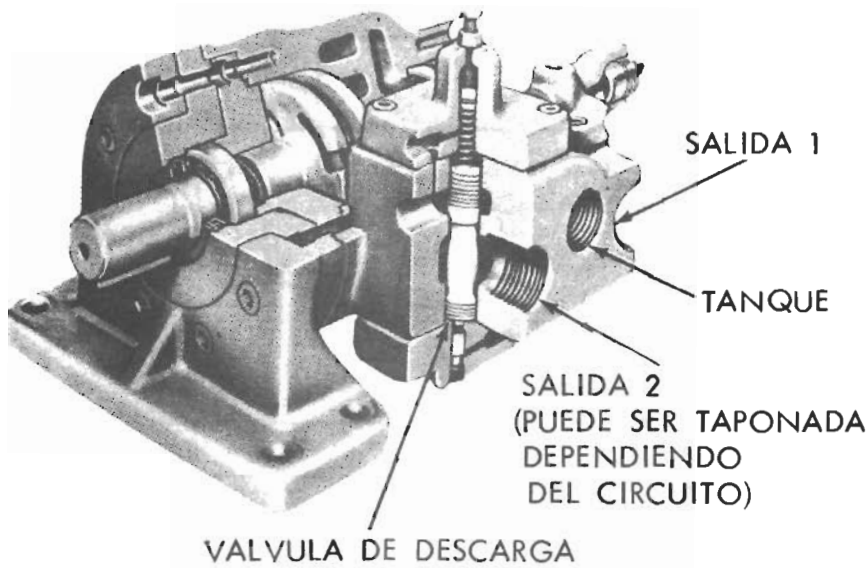
Estas bombas se fabrican en gran variedad de tamaños. Cartuchos con diferentes desplazamientos se pueden conseguir para cada una.

Las bombas dobles tienen una entrada en común en el centro de la caja (Ver Fig. 11-23). La salida para una, normalmente de la unidad más grande es en el extremo de cuerpo del eje y la otra en la cubierta.

La construcción del cartucho es esencialmente la misma que para las unidades sencillas haciendo posible numerosas combinaciones de tamaños y desplazamientos.

BOMBAS DE PALETAS DE "ALTO RENDIMIENTO".

El último diseño de las bombas de paletas balanceadas es la serie de alto rendimiento el cual es capaz de mayores presiones y velocidades. Una típica bomba sencilla de este diseño es la que se puede ver en la Figura 11-24 y la bomba doble en la Figura 11-25. El funcionamiento es esencialmente



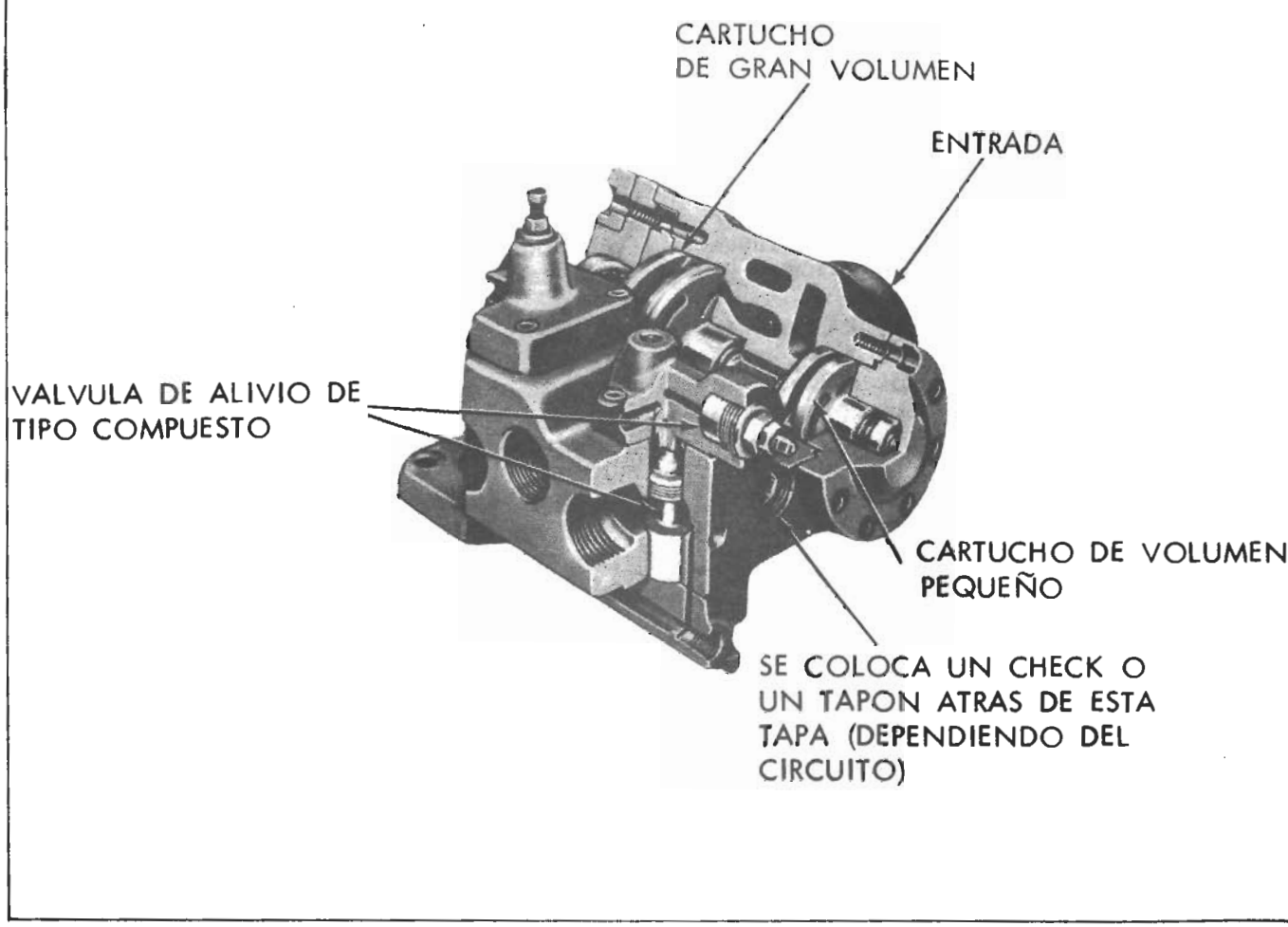


Figura 11-17. Constitución de la Bomba de Combinación .

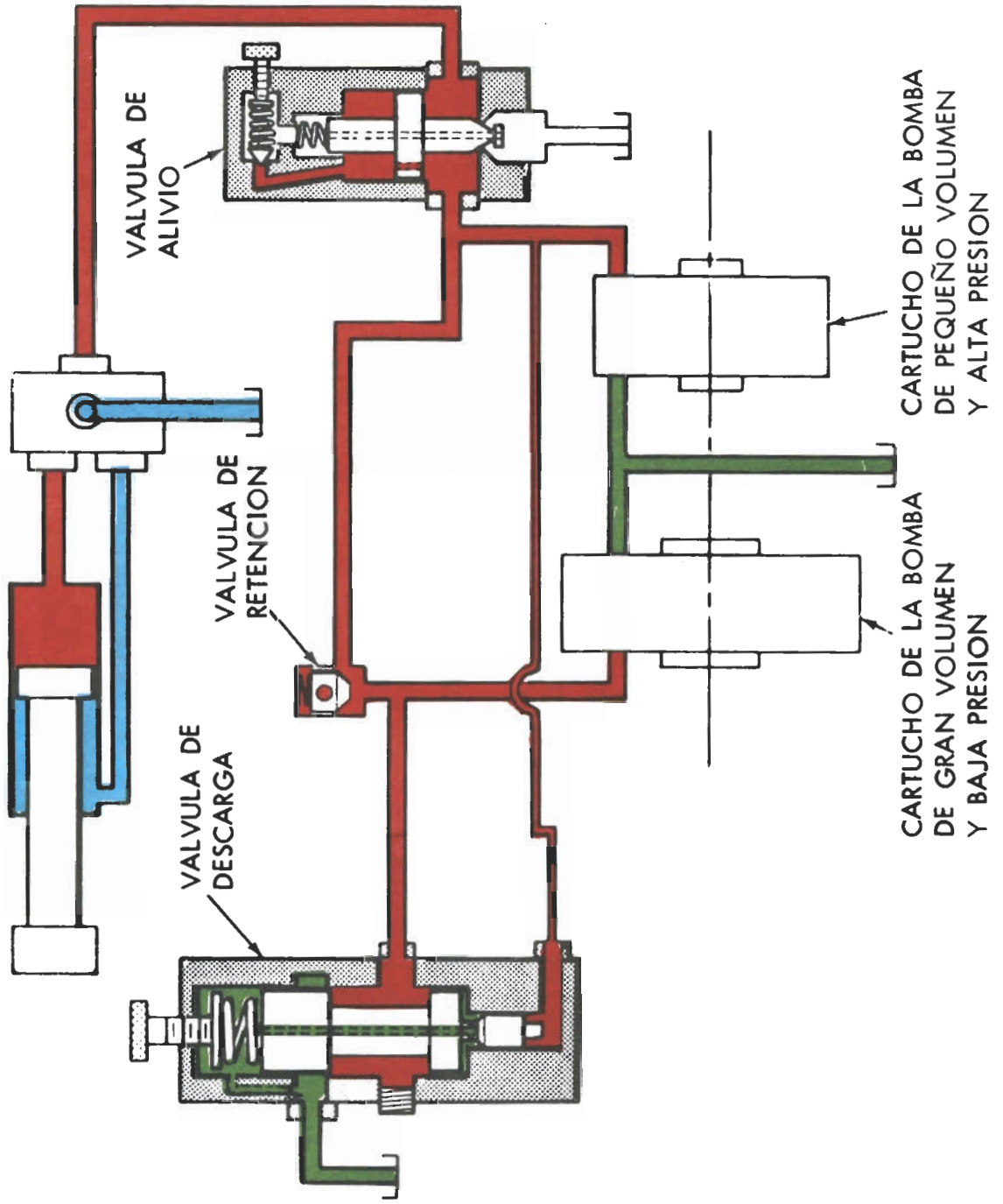


Figura 11-18. Sistema de Descarga de una Sola Salida.

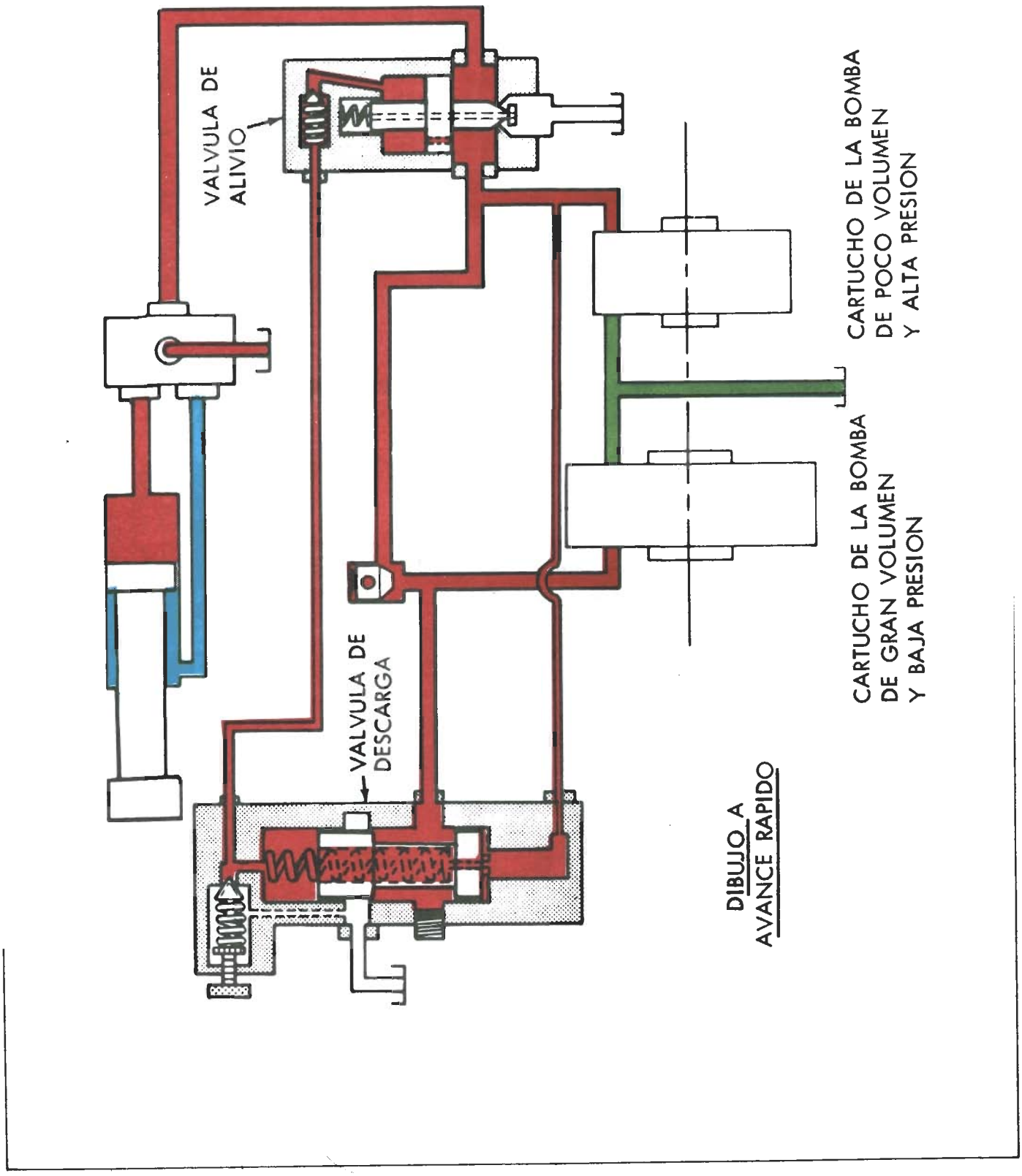


Figura 11-19. Sistema de Descarga de un Solo Ajuste. Combinación 33.

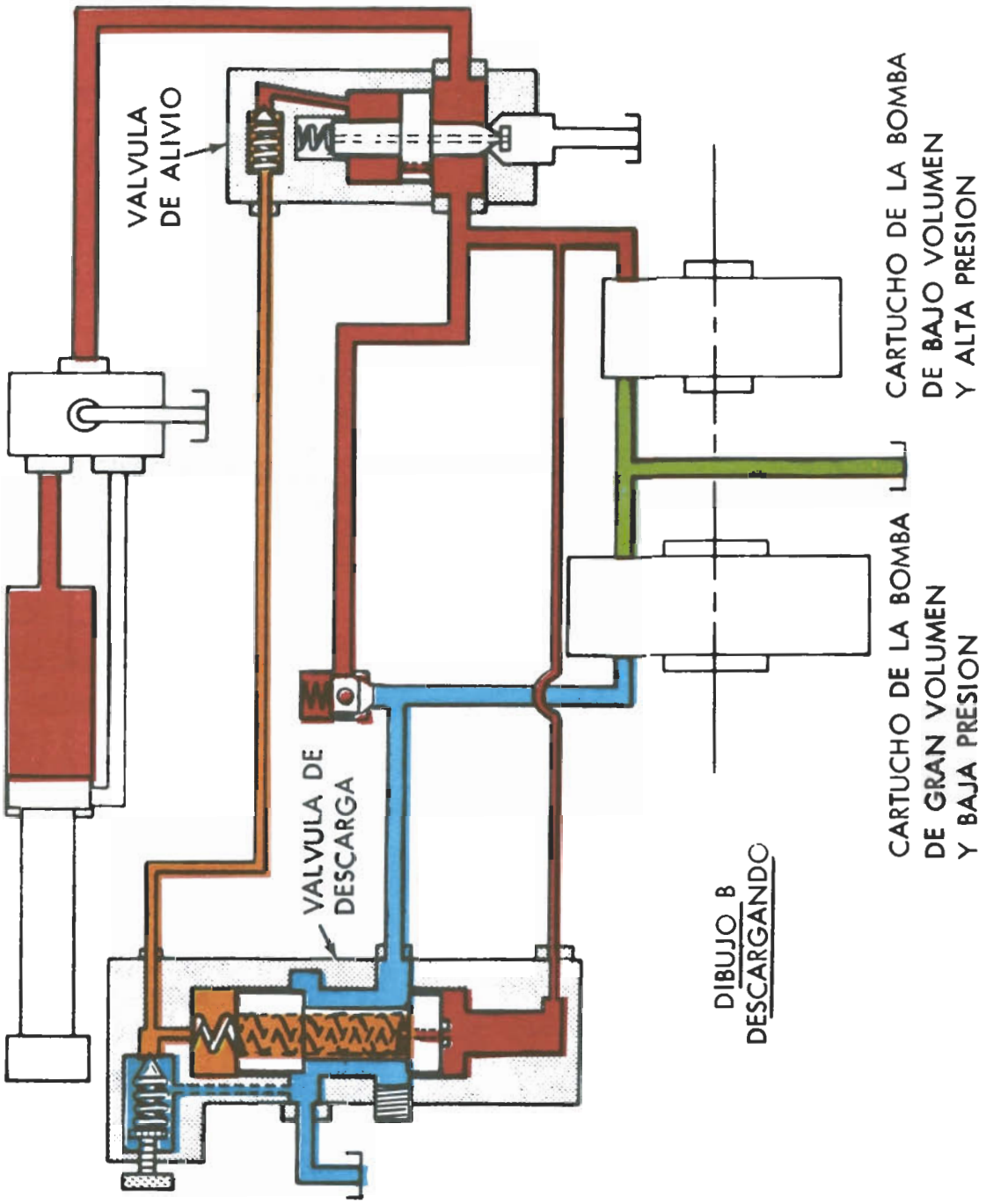


Figura 11-19. Sistema de Descarga de un Solo Ajuste. Combinación 33.

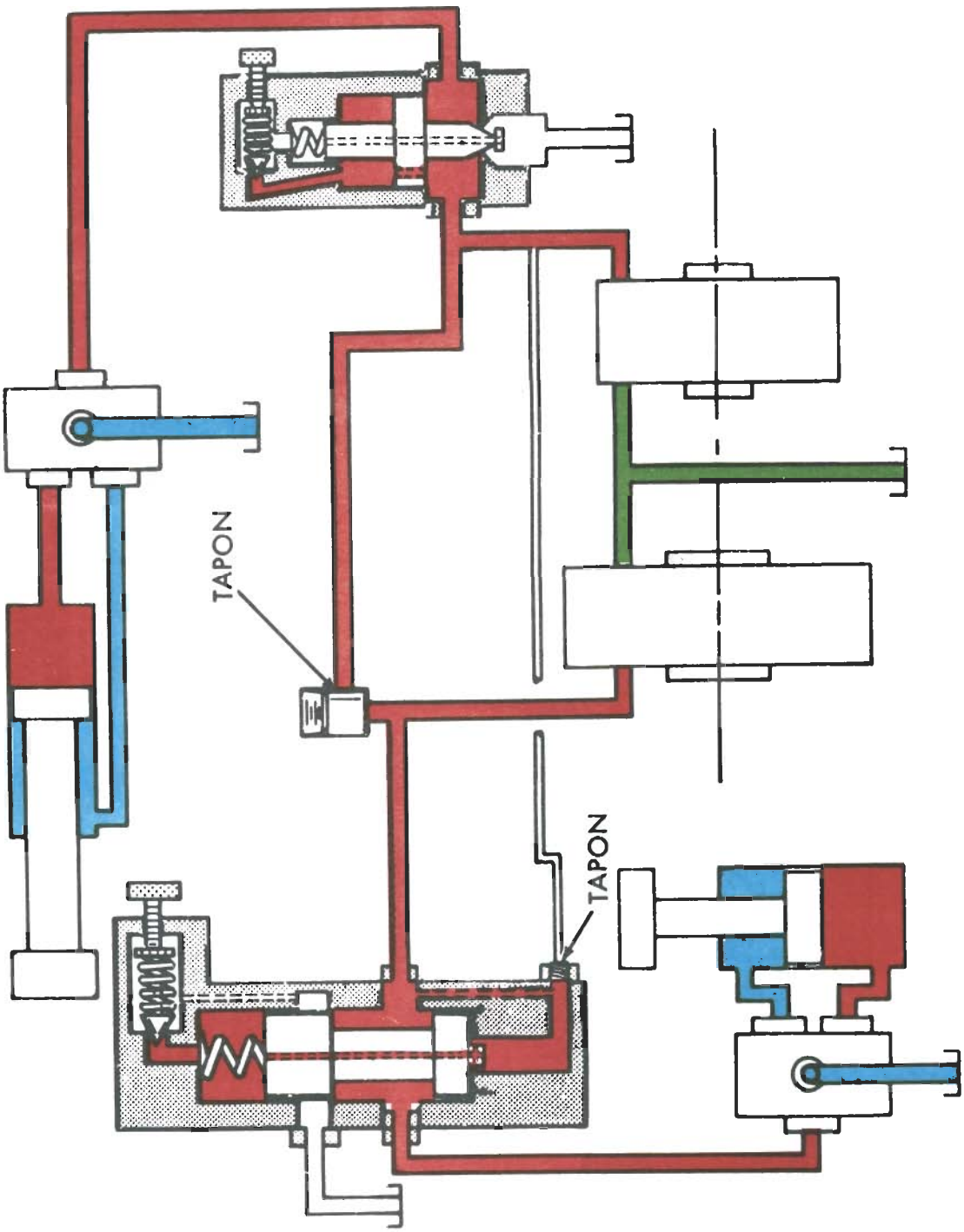


Figura 11-20. Combinación 6.

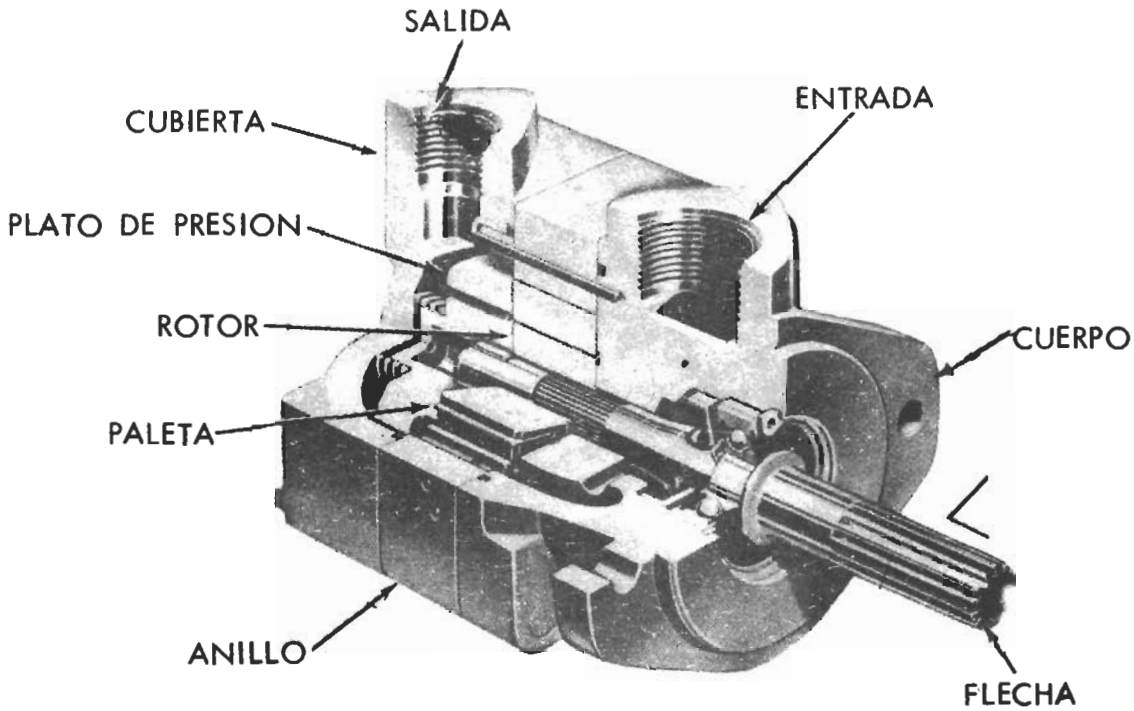


Figura 11-21. Bombas de Paletas de Diseño "Cuadrado"

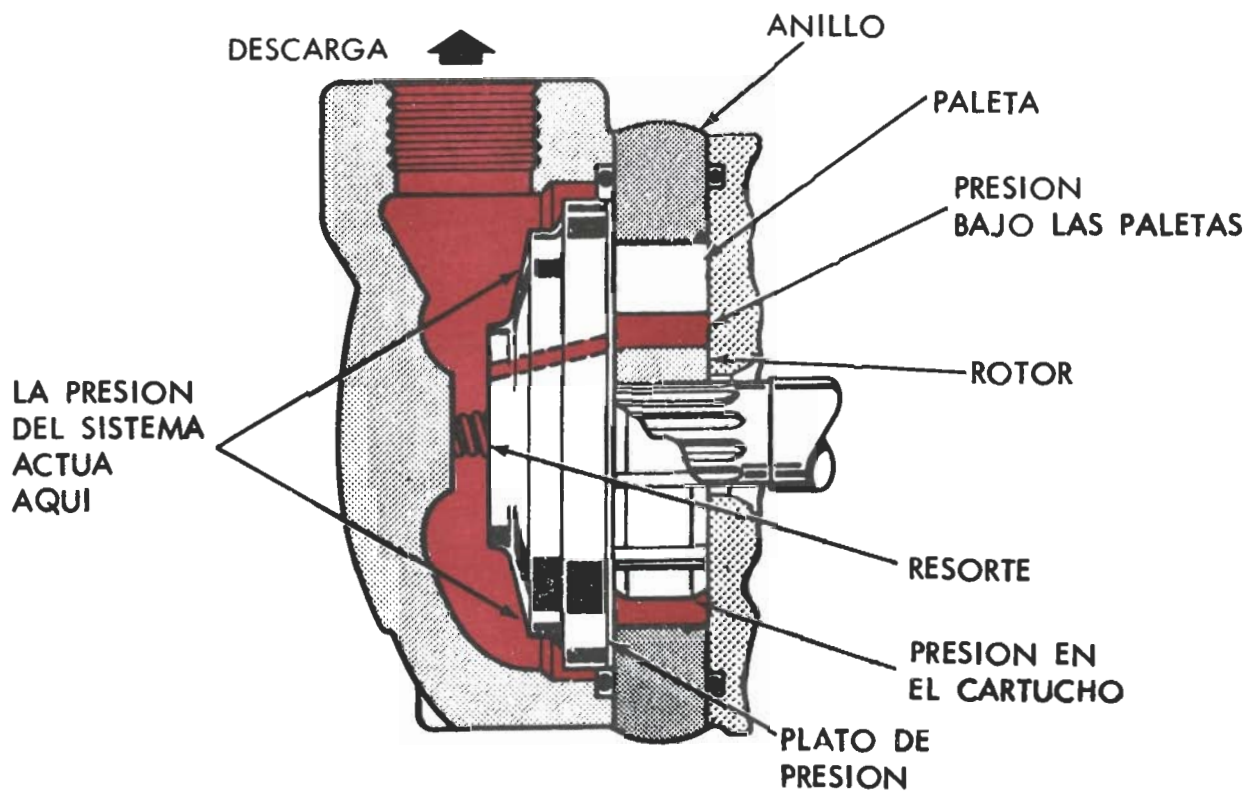


Figura 11-22. La Placa de Presión Sella el Cartucho.

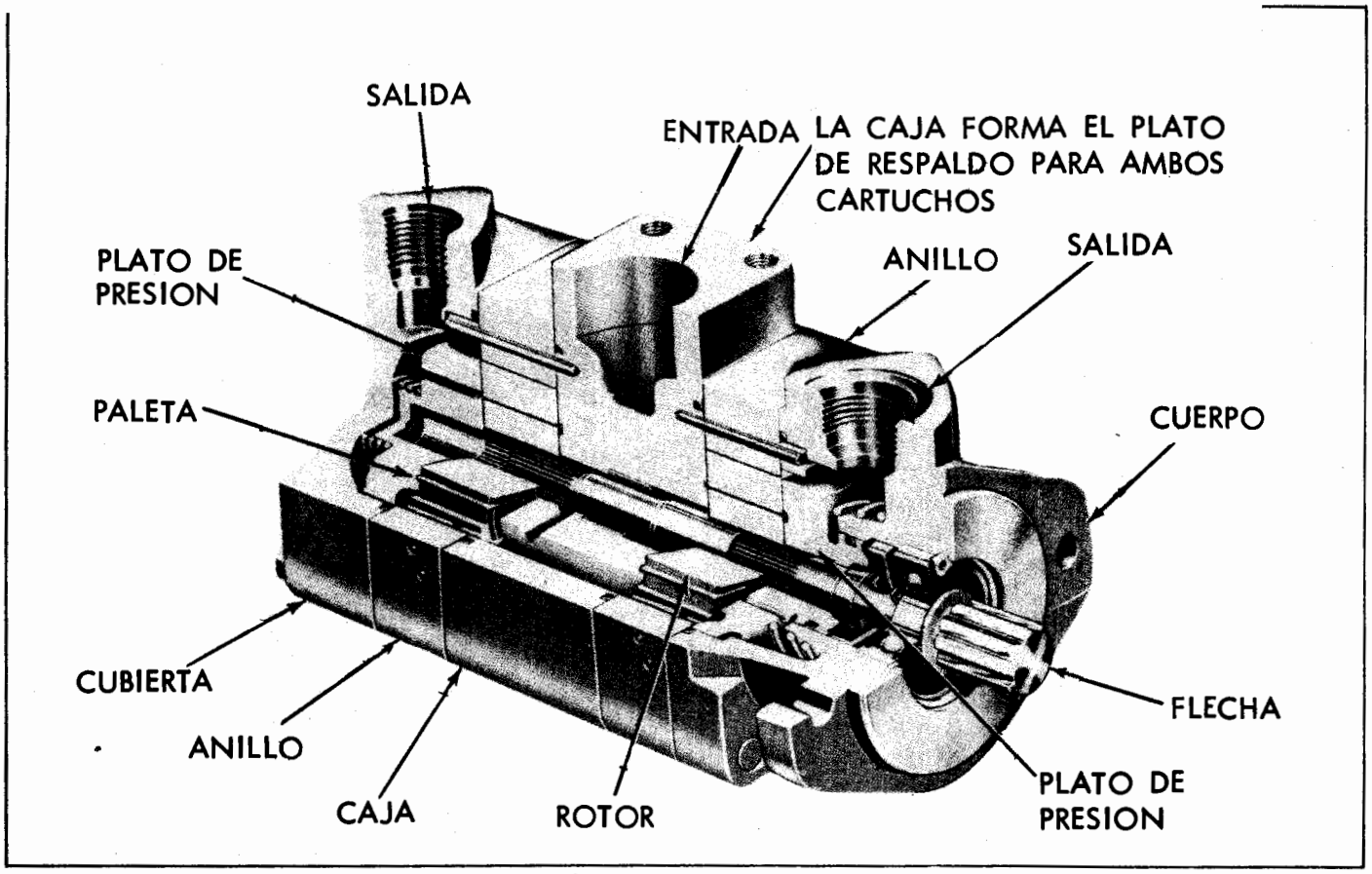


Figura 11-23. Bombas "Cuadradas" Dobles.

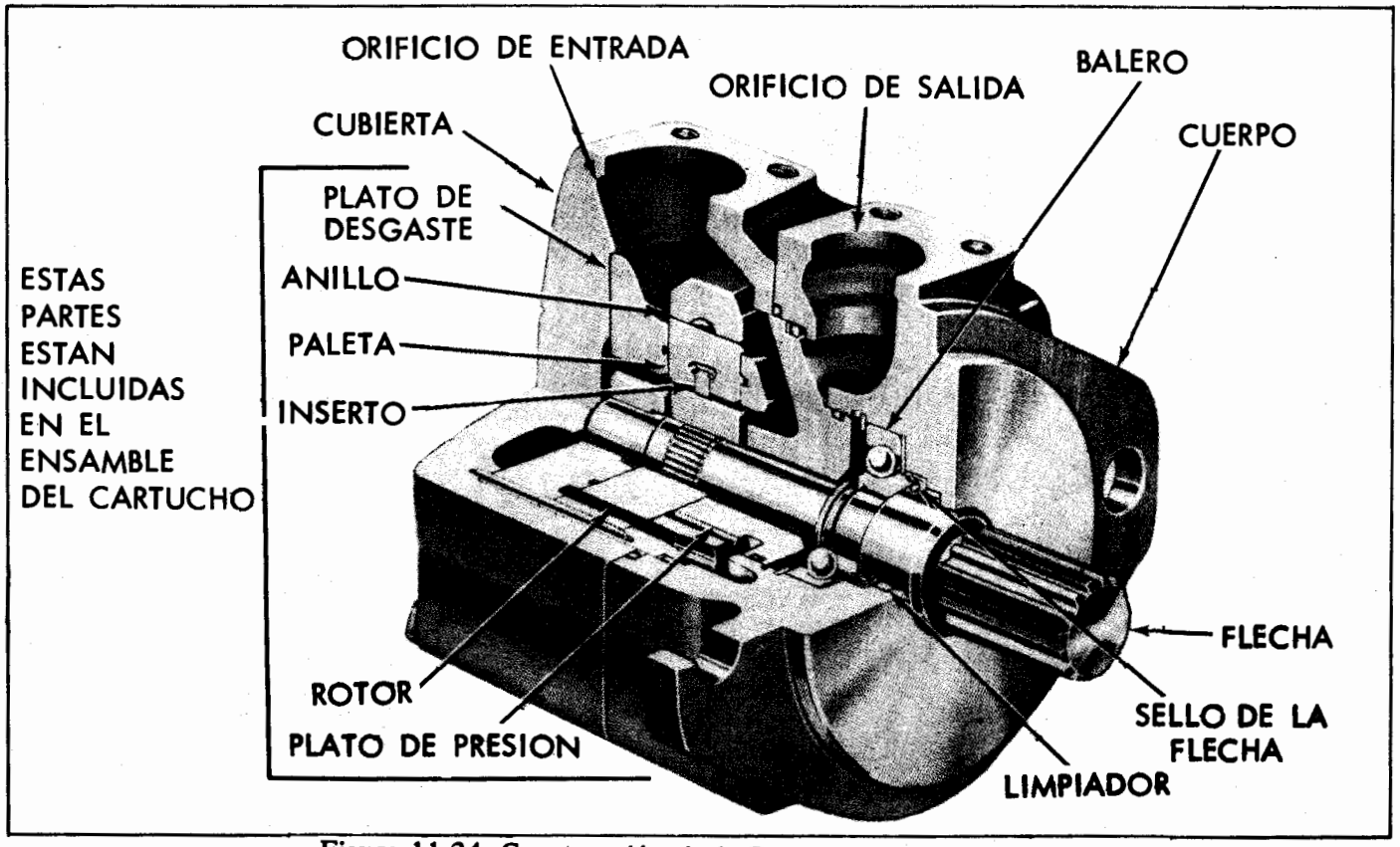


Figura 11-24. Construcción de la Bomba de Alto Rendimiento.

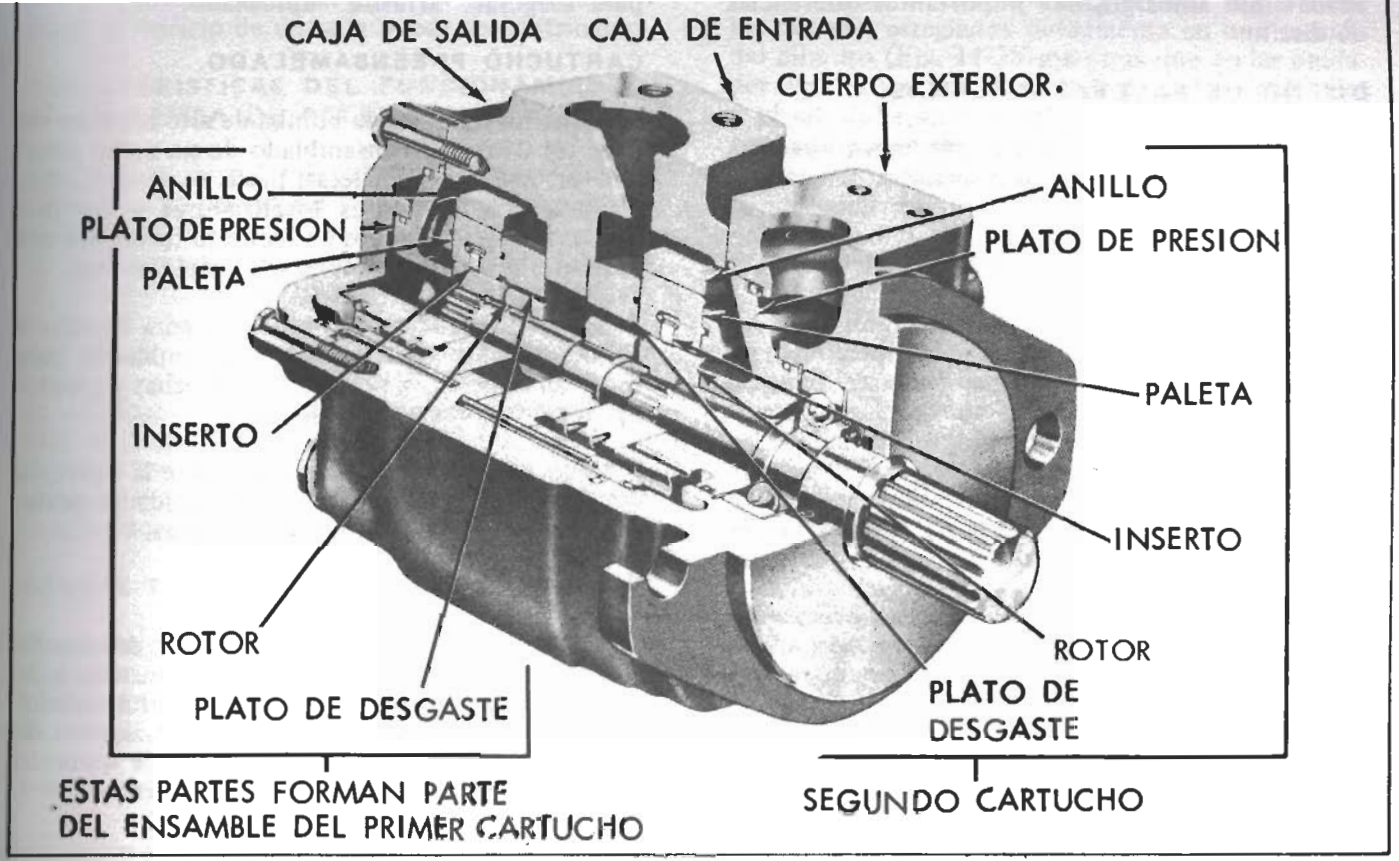


Figura 11-25. Construcción de la Bomba Doble de Alto Rendimiento.

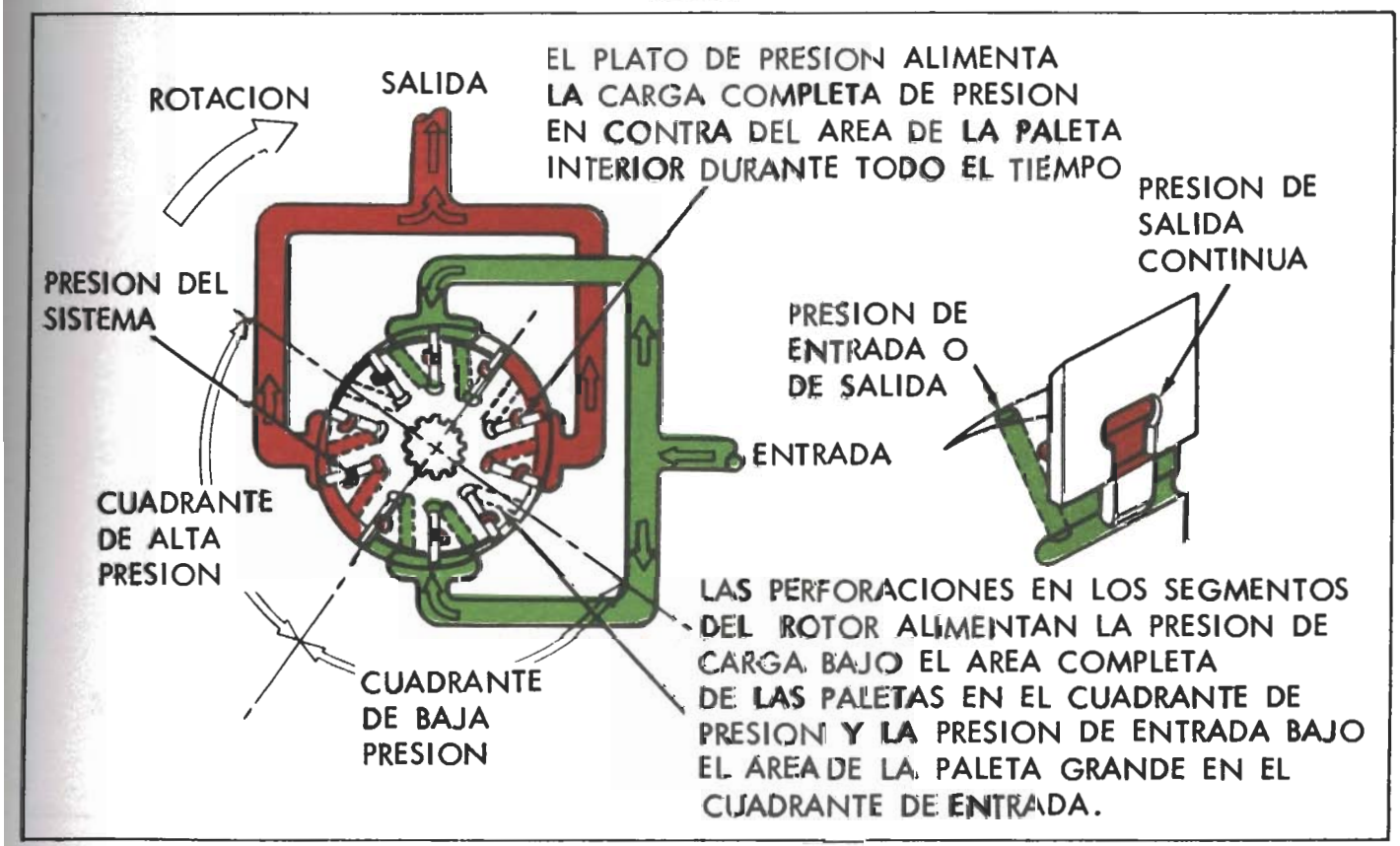


Figura 11-26. Operación de la Paleta Interior.

el mismo al que corresponde a las bombas cuadradas. Sin embargo, hay importantes diferencias de diseño.

DISEÑO DE PALETAS INTERNAS.

Los cartuchos de alto desempeño incorporan las paletas internas o pequeños insertos en las paletas para variar la fuerza exterior que viene de la presión en los cuadrantes de alta y baja presión (Fig. 11-26).

Ambas bombas la redonda y la cuadrada mencionadas anteriormente usan la salida de presión en la parte de abajo de las paletas todo el tiempo.

En los rangos de presión y tamaños disponibles en las unidades de alto desempeño, ésta característica puede dar como resultado en cargas altas y desgaste entre la punta de la paleta y la porción de la entrada del anillo de la leva.

Para evitar ésto se maquinan agujeros a través de los segmentos del rotor para igualar la presión arriba y abajo de cada paleta todo el tiempo.

La presión es constantemente aplicada a la pequeña área entre la paleta y la intra-paleta. Esta presión más la presión centrífuga mantiene a las paletas en contacto con el anillo en el cuadrante de la entrada para asegurar "arrastre" apropiado.

CARTUCHO PREENSAMBLADO.

El cartucho usado en la bomba de alto rendimiento (Fig. 11-27) es preensamblado de un anillo rotor, paletas, insertos de paletas, placa de presión, placa de desgaste, pasadores localizadores y tornillos fijadores. Hay cartuchos de repuesto (probados con anterioridad) para reemplazarlos rápidamente.

Están ensamblados como unidades para derecha o izquierda pero pueden ser reensamblados para rotación opuesta si se requiere. Flechas y pasadores localizadores sirven de guía.

Cuando se ensamblan adecuadamente la dirección del flujo se queda igual en ambas unidades giratorias, la de derecha y la de izquierda.

POSICIONES DE LOS ORIFICIOS.

En las series de las bombas de alto desempeño como la bomba "cuadrada", están construidas de tal modo que las relativas posiciones de los orificios puedan ser cambiados fácilmente a cualquiera de las cuatro combinaciones. Esto se hace quitando el perno de amarre y girando la cubierta.

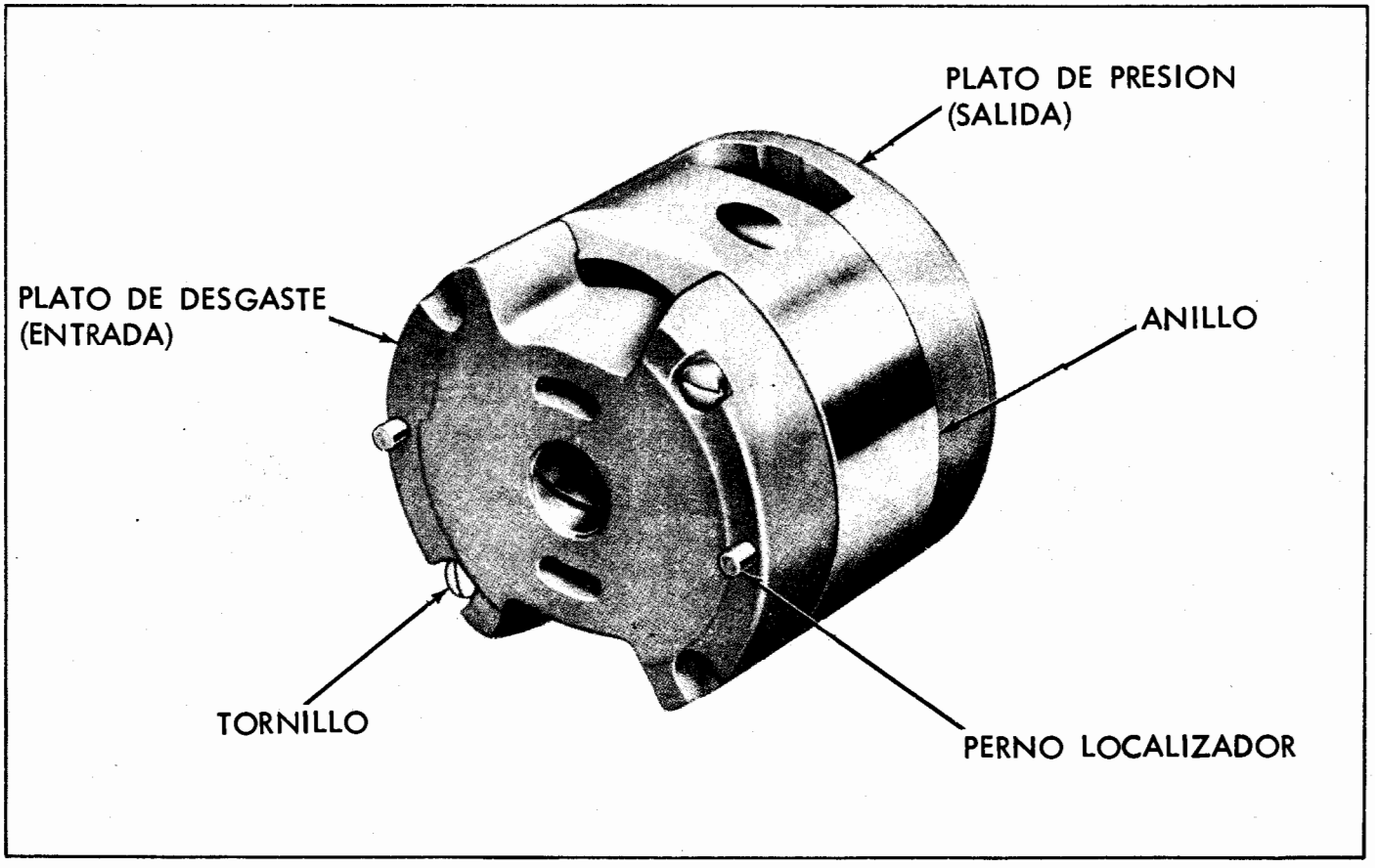


Figura 11-27. Cartucho Preensamblado.

Las espigas colocan el cartucho dentro de la cobertura y el mismo, también debe ser girado, de otro modo el orificio de entrada puede ser restringido.

CARACTERISTICAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE PALETA.

Las bombas de paletas cubren los promedios de baja, media y alto volumen con presiones operantes de hasta 3000 psi. Son confiables, eficientes y fáciles de mantener. La superficie del anillo y las puntas de las paletas son los puntos de mayor desgaste lo cual se compensa al sacar un poco las paletas de sus ranuras.

La limpieza y el aceite apropiado son esenciales para su durabilidad. Se recomienda el aceite de petróleo por cualidades adecuadas contra el desgaste. Sin embargo muchas bombas de paletas están funcionando bien con flúido sintético.

BOMBAS DE PISTON.

El principio bajo el cual actúan todas las bombas de pistón es de un pistón recíproco en su calibre jalando flúido hacia adentro cuando se retracta y lo expulsa en la siguiente carrera.

Los diseños básicos son radial y axial, los dos se pueden conseguir como modelos de desplazamiento arreglado o variable. Una bomba radial tiene los pistones arreglados radialmente en una sección del cilindro (Fig. 11-28) mientras que en las unidades axiales los pistones están paralelos entre ellos y el eje de la sección del cilindro (Fig. 11-32). El anterior puede ser dividido más adelante dentro de la línea (placa oscilante u ondulante) y tipos de eje inclinado.

BOMBAS DE PISTONES RADIALES.

En una bomba radial la sección del cilindro gira en un macho fijo y dentro de un anillo o rotor de reacción circular. Cuando la sección gira, la fuerza centrífuga cargando presión o alguna forma de acción mecánica, hace que el pistón siga la superficie interior del anillo, el cual es desajustado de la línea central del monoblock. Mientras los pistones suben y bajan en sus calibres, llevando el macho, permitiéndoles llevar el flúido cuando se mueven hacia afuera y descargarlo cuando se mueven hacia adentro.

El tamaño y número de pistones (puede haber más de un grupo en una sola sección del cilindro) y por supuesto la longitud de su carrera determina el desplazamiento de la bomba. En algunos modelos el desplazamiento puede ser variado al mover el

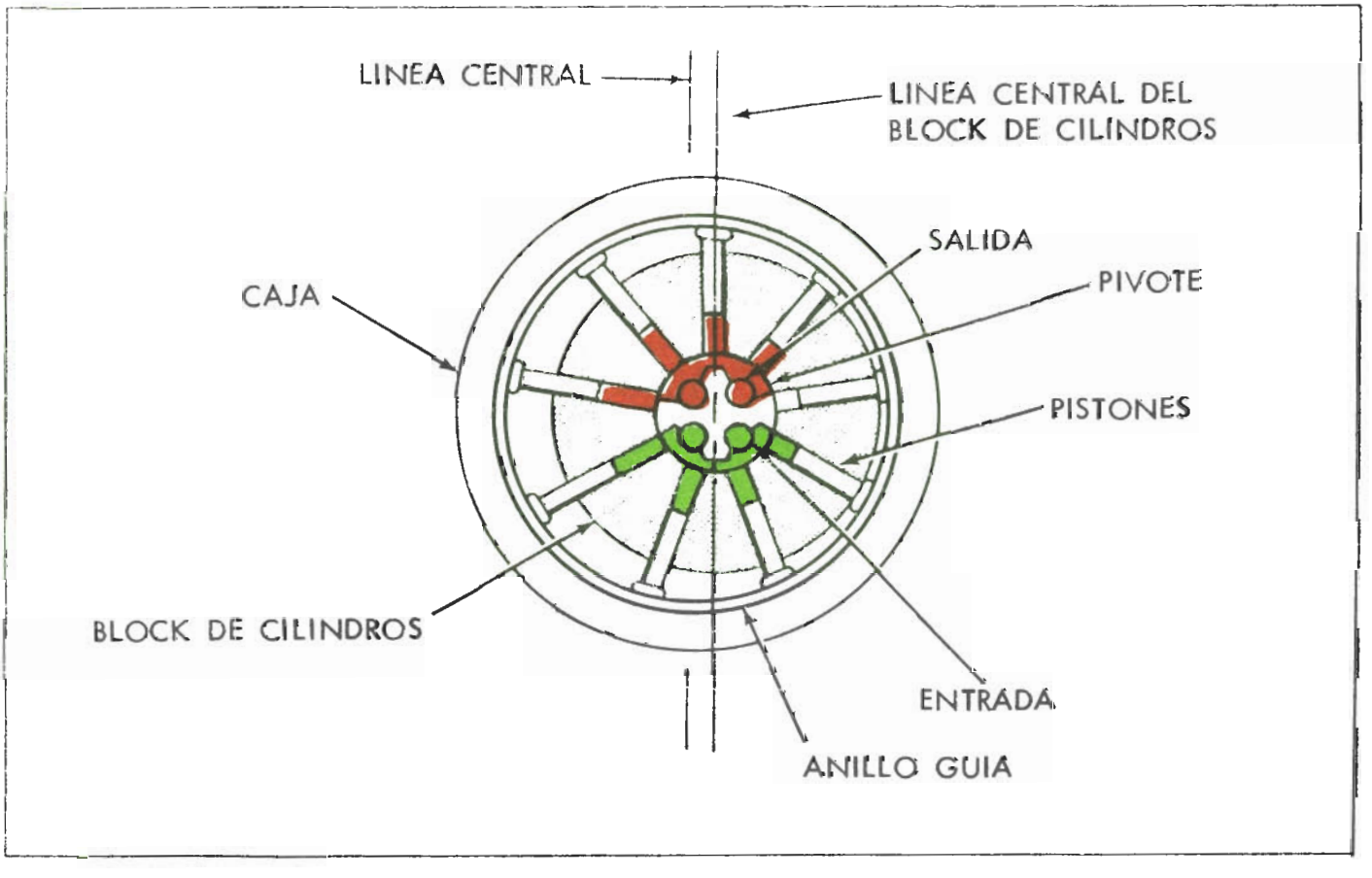
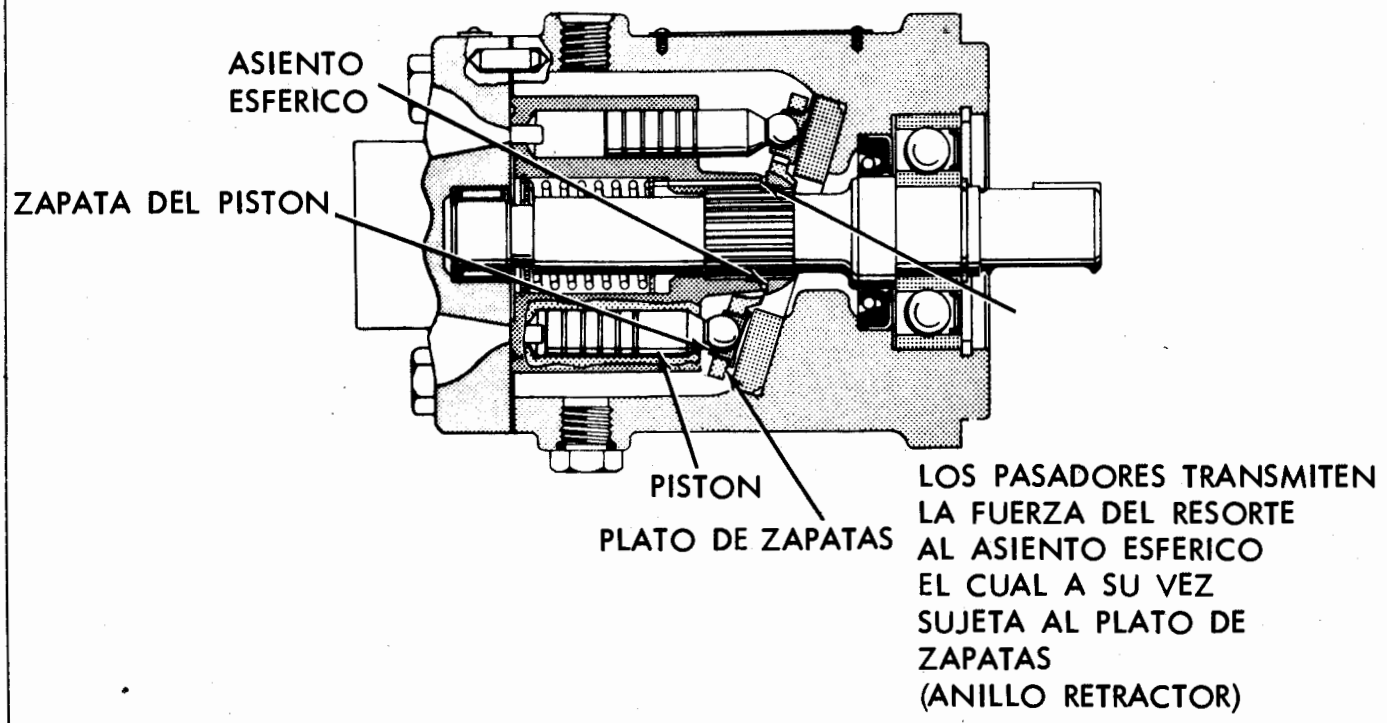


Figura 11-28. Operación de la Bomba de Pistones Radiales.



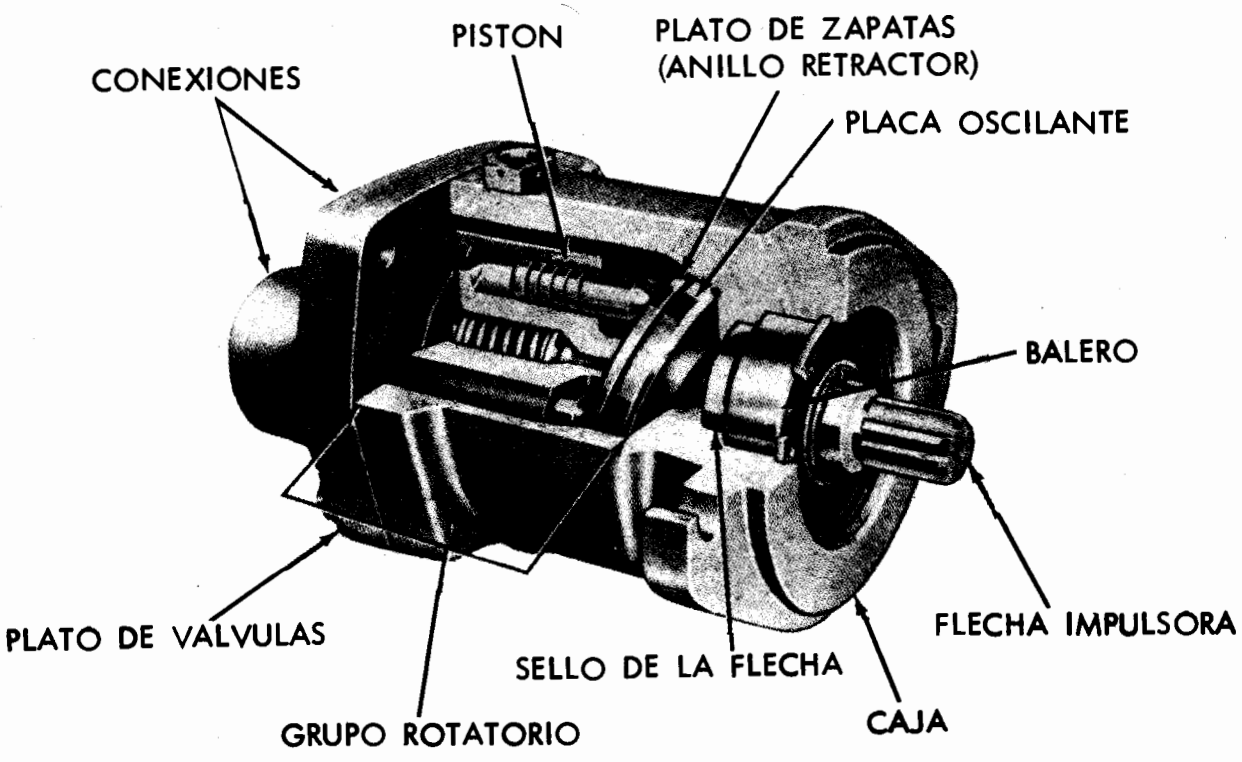


Figura 11-29. Bomba de Pistones de Diseño en Linea.

anillo de reacción para aumentar o disminuir el viaje del pistón.

Se pueden conseguir varios tipos de control externo para este propósito.

BOMBAS DE PISTON EN LINEA DE DISEÑO DE PLACA OSCILANTE.

En las bombas de pistón axial, el block de cilindros y el eje impulsor están en la misma línea central y los pistones van y vienen paralelos al eje impulsor. La bomba de pistón de tipo más sencillo es el diseño de placa oscilante en línea (Fig. 11-29).

El block de cilindros en ésta bomba es girado por el eje impulsor. Los pistones ajustados perfectamente en el cilindro son conectados a través de ellos mismos a la zapata del pistón y un anillo retractor para que así las zapatas se sostengan en contra de un ángulo de la placa oscilante.

Cuando el block va girando (Fig. 11-30) las zapatas del pistón siguen la placa oscilante, causando que el pistón vaya y venga. Los orificios están arreglados en la placa de la válvula para que los pistones pasen la entrada cuando están siendo empujados y pasan la salida cuando están forzando a su lugar hacia afuera.

DESPLAZAMIENTO.

En estas bombas el desplazamiento también es determinado por el tamaño y número de pistones y también por el largo de su carrera. Lo anterior es una función del ángulo de la placa oscilante.

En los modelos de desplazamiento variable de la bomba Enlínea, la placa oscilante se instala con una horquilla que cambia el ángulo de la placa oscilante para aumentar o disminuir la carrera del pistón (Fig. 11-32). La horquilla puede ser accionada a mano, con un servo control, con un control compensador o por muchos de los otros medios. La figura 11-31 muestra un control compensador. El ángulo máximo en las unidades mostrado está limitado a 17 1/2 grados por construcción.

OPERACION COMPENSADORA.

La función del control compensador de la Bomba Enlínea se muestra esquemáticamente en la Figura 11-33. El control consiste de una válvula compensadora balanceada entre la presión de carga y la fuerza del resorte, un pistón controlado por la válvula para mover la horquilla y el resorte que regrese la horquilla.

Sin presión de salida, el resorte posiciona la placa oscilante por la horquilla, mueve a la horquilla a la posición de abastecimiento completo. Cuando la presión va aumentando, ésta actúa en contra del extremo del carrete de la válvula. Cuando la presión es lo suficientemente alta para exceder el resorte

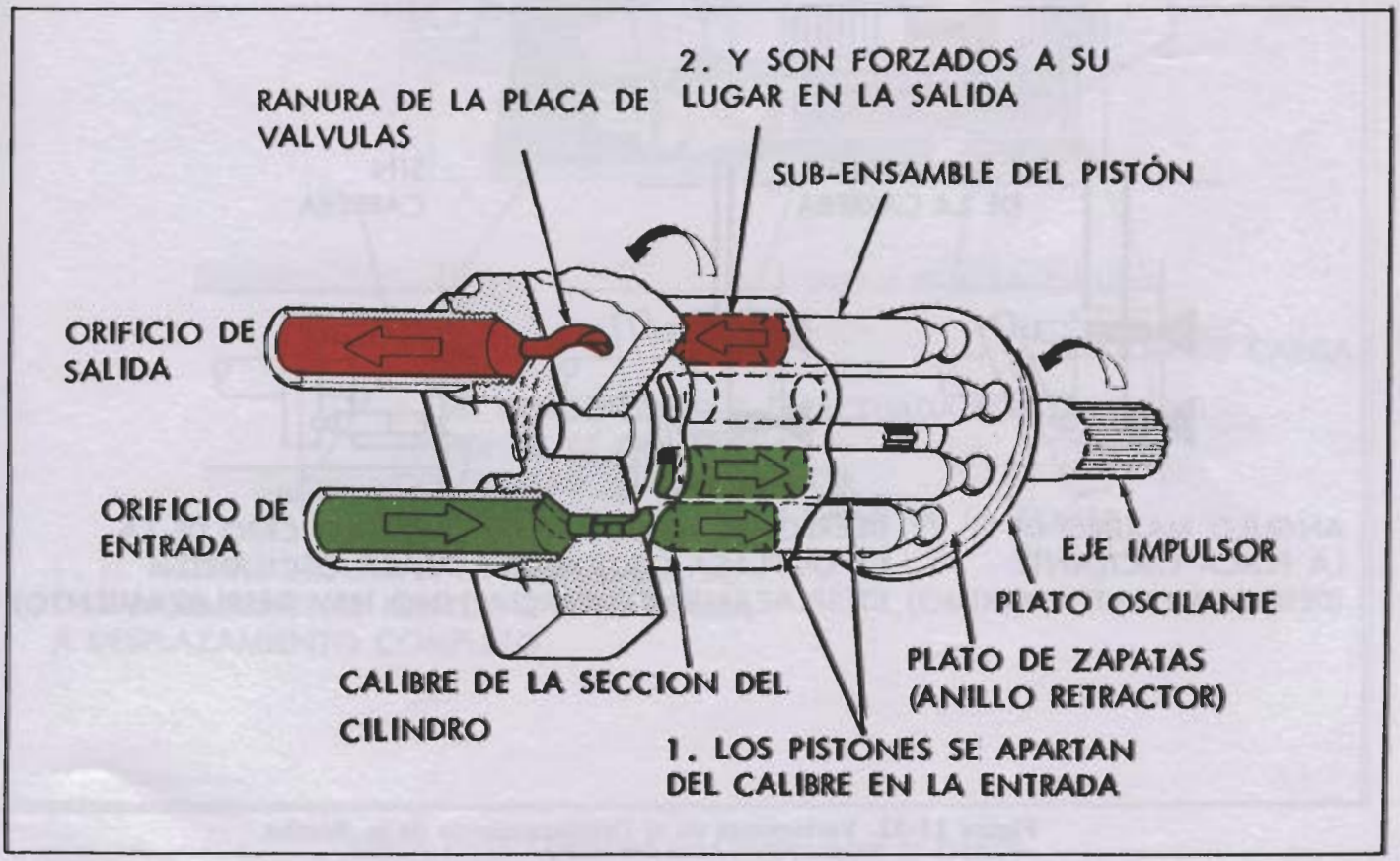


Figura 11-30. La Placa Oscilante Hace Reciprocar a los Pistones.

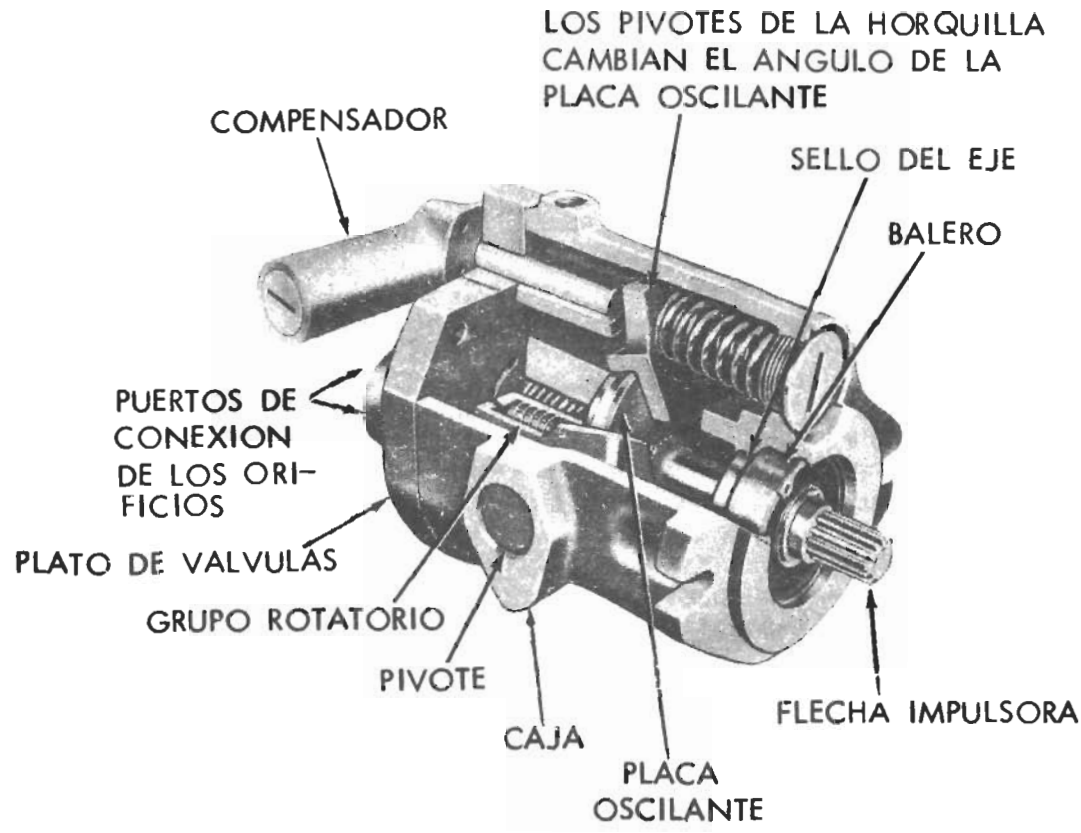


Figura 11-31. Versión de la Bomba de Pistón en Linea de Desplazamiento Variable.

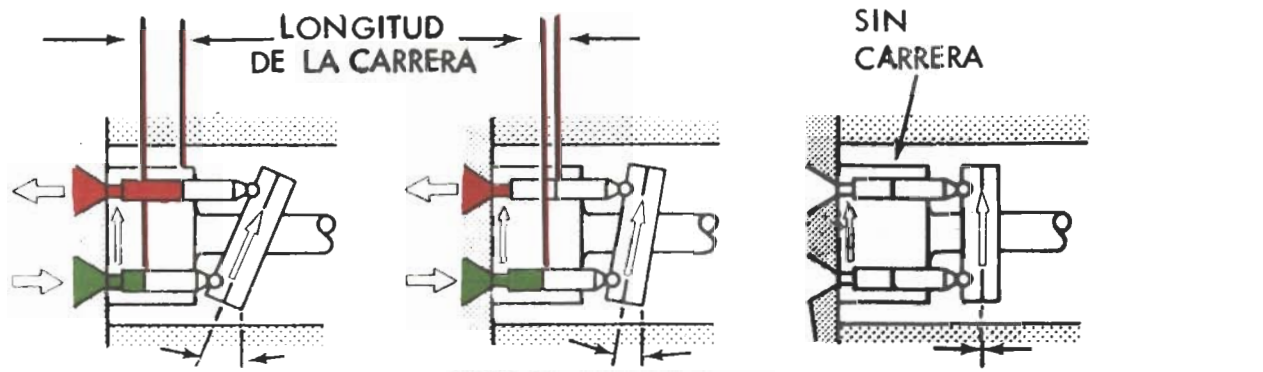


Figura 11-32. Variaciones en el Desplazamiento de la Bomba.

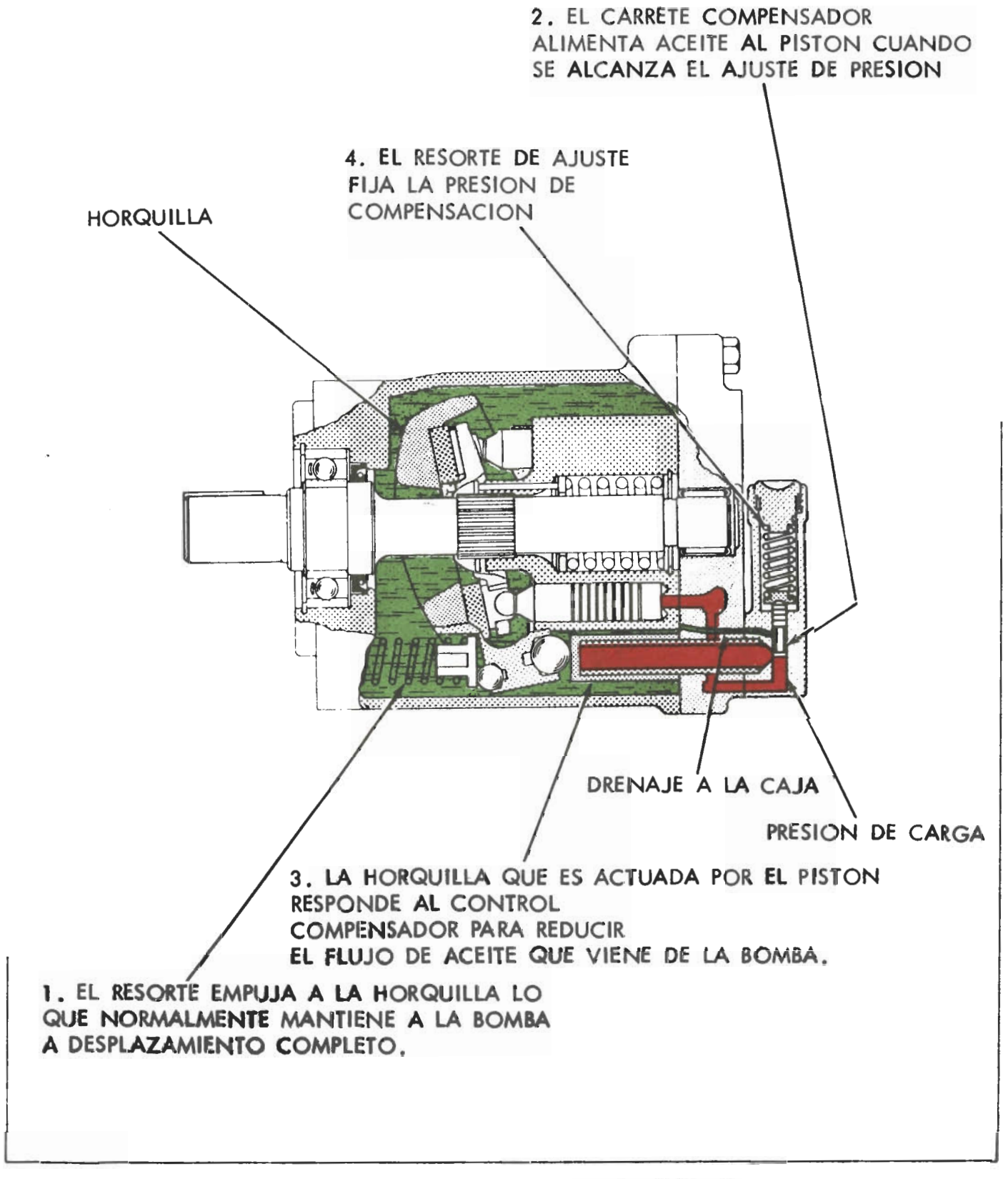


Figura 11-33. Operación del Compensador de Presión.

de la válvula, el carrete es descolocado y el aceite entra en la horquilla del pistón. El pistón es forzado por el aceite bajo presión para disminuir el abastecimiento de la bomba. Si la presión cae, el carrete se regresa, el aceite es descargado del pistón al interior de la caja de la bomba y el resorte regresa a la horquilla a un ángulo mayor.

Entonces el compensador ajusta la salida de la bomba a lo que se requiera para desarrollar y mantener la presión preajustada. Esto evita la pérdida de exceso de potencia al evitar la operación de la válvula de alivio en el volumen completo de la bomba durante la detención o sujetamiento.

BOMBA EN LINEA DE PLACA ONDULANTE.

Una variación del diseño de pistón en línea es la bomba de placa ondulante. En una bomba de placa ondulante, el cilindro es fijo y la placa inclinada es girada por el eje impulsor. Cuando la placa gira, ésta "ondula" y empuja los pistones de resorte cargado para obligarlos a ir y venir. Válvulas check separadas de entrada y de salida se requieren como para la bomba recíprocante porque los cilindros no se mueven más allá de los orificios.

BOMBAS DE PISTON DE EJE EN ANGULO.

En una bomba de pistón de eje inclinado (Fig. 11-34) el block de cilindros gira con el eje impulsor pero a un ángulo descentrado. Los vástagos del pistón son adheridos a la brida del eje impulsor con juntas esféricas y son forzadas afuera u adentro de sus camisas, tal como la distancia que hay entre la brida del eje impulsor y el block del cilindro cambia (Fig. 11-35). Un eslabón universal une el block de cilindros al eje impulsor para mantener el alineamiento y asegurar que giren juntos. La unión no transmite fuerza sólo acelera y desacelera - el monoblock y para vencer la resistencia de la sección al girar en la camisa llena de aceite.

CAMBIANDO EL DESPLAZAMIENTO.

El desplazamiento de ésta bomba varía con el ángulo descentrado, (Fig. 11-36) el grado máximo es de 30 grados, el mínimo es de cero.

Los modelos de desplazamiento fijo (Fig. 11-34) se pueden conseguir con ángulos de 23 a 30 grados. En la construcción de desplazamiento variable (Fig. 11-37) una horquilla con un control externo es lo que se usa para cambiar el ángulo. Con algunos controles la horquilla se puede mover al

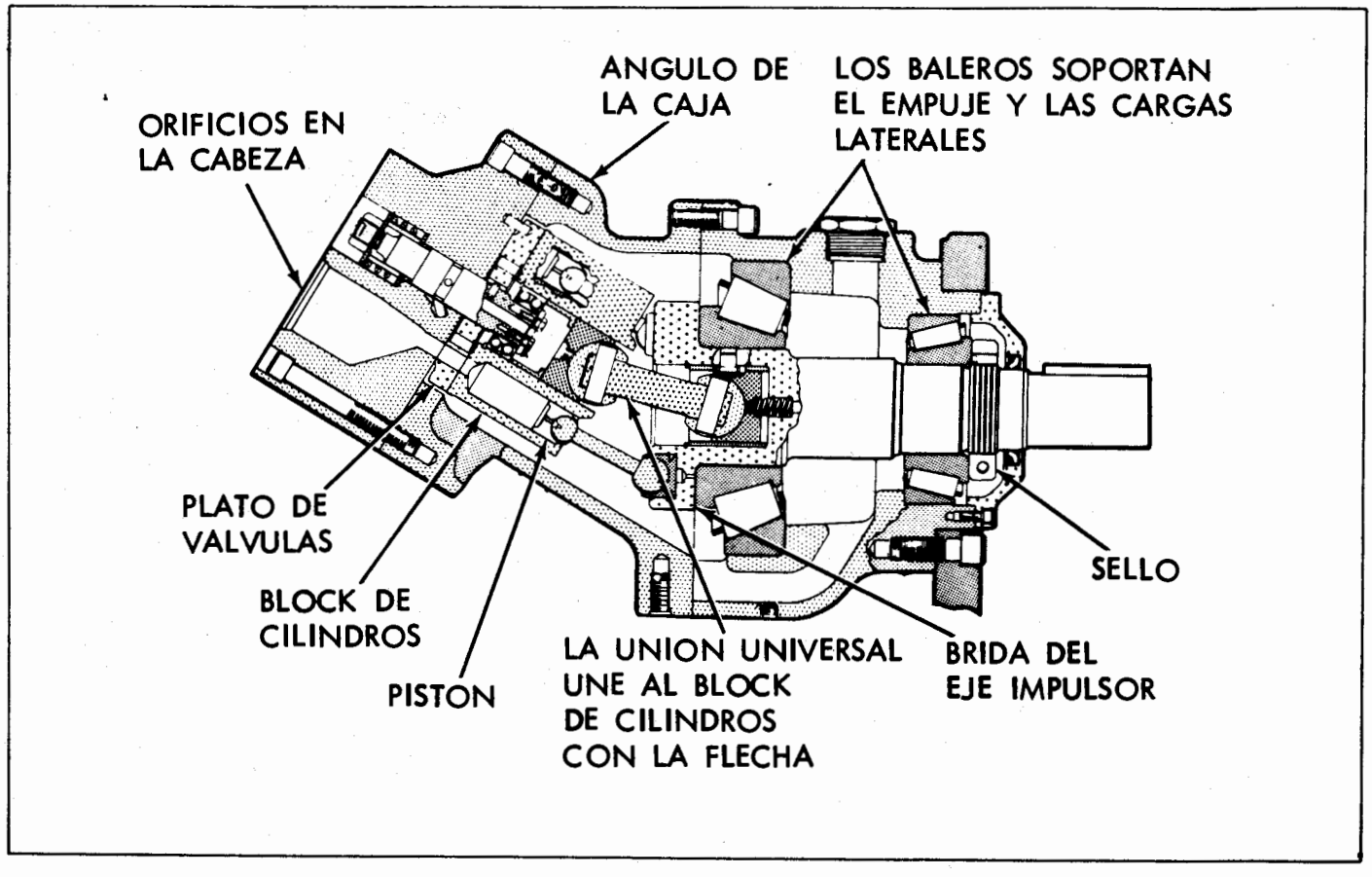


Figura 11-34. Bomba de Pistones de Eje Inclinado.

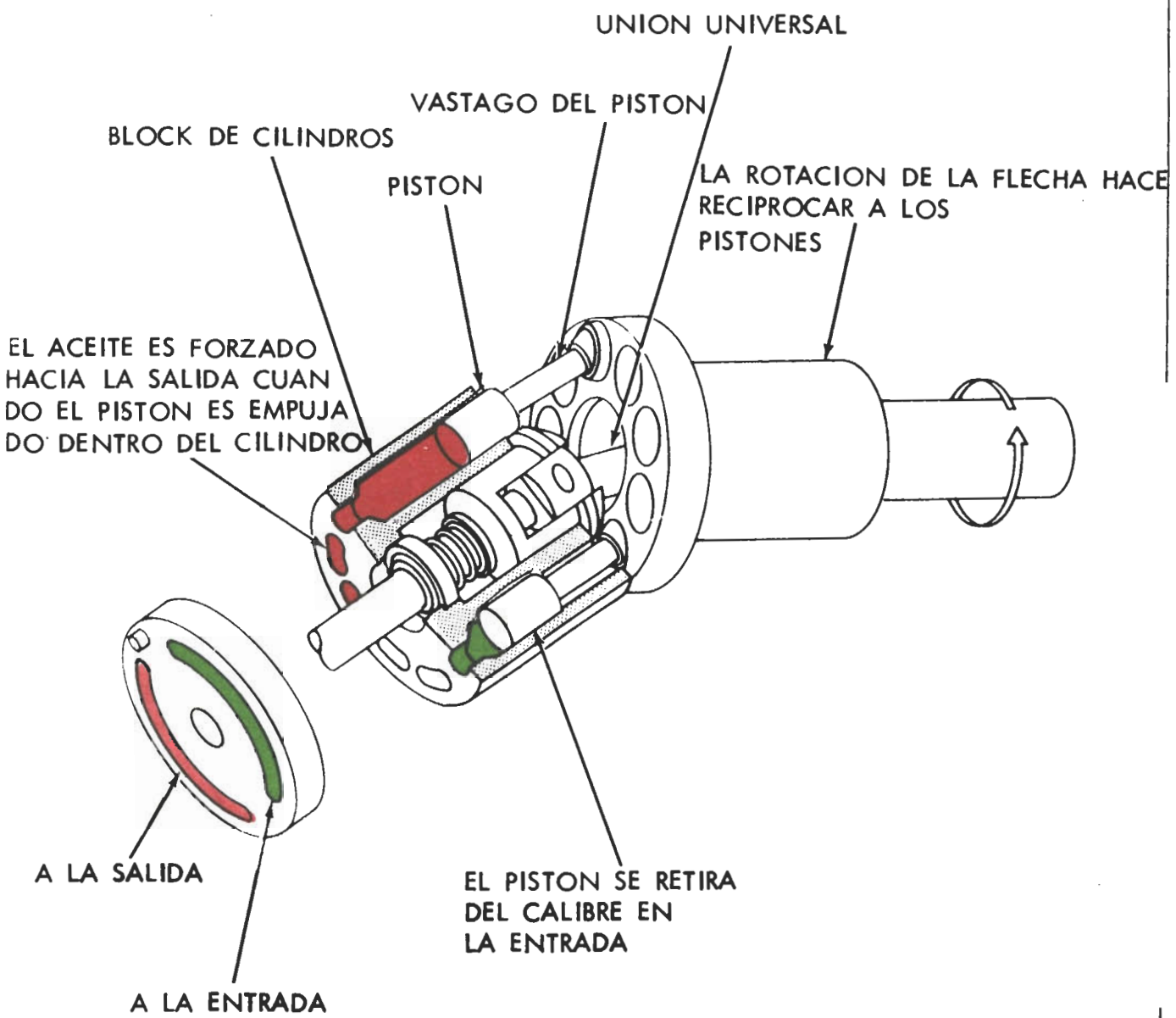


Figura 11-35. Acción de Bombeo en la Bomba. de Eje Inclinado.

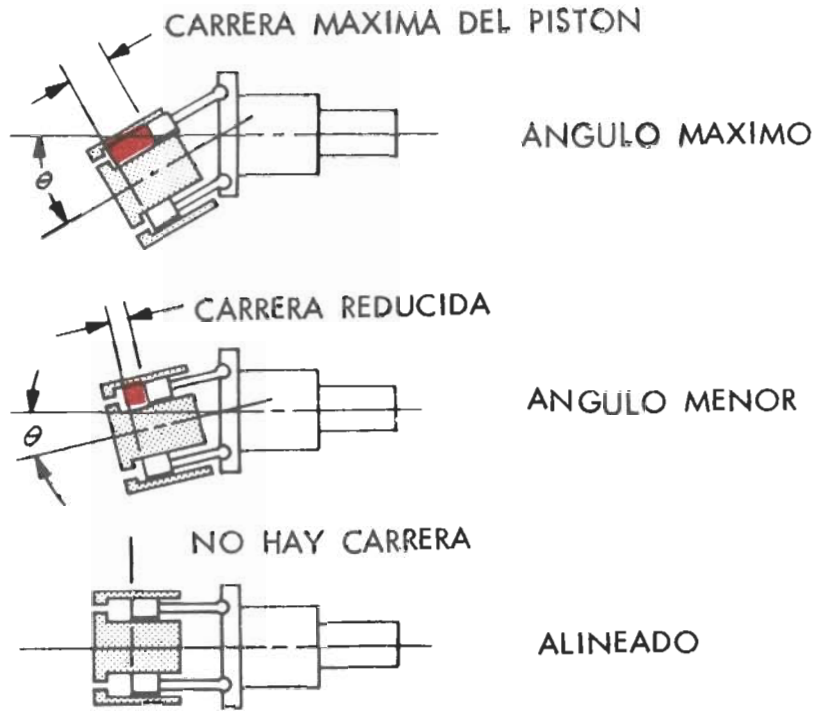


Figura 11-36. El Desplazamiento Cambia con el Angulo.

centro para invertir la dirección del flujo que viene de la bomba.

CONTROLES PARA MODELOS DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE.

Se usan varios métodos para controlar el desplazamiento de las bombas de desplazamiento variable de eje inclinado. Los controles típicos son el volante, el compensador de presión y los servocontroles.

En la Figura 11-38 se muestra un control compensador de presión para una bomba PVA 120 de eje inclinado. En el dibujo A, la presión del sistema es suficiente para vencer la fuerza del resorte del compensador. Como resultado, el carrete se levanta permitiendo que fluya flúido dentro de la carrera del cilindro. Aunque el cilindro detentor también tiene aplicada presión del sistema, el área de la carrera del pistón del cilindro es mucho mayor para que la fuerza lograda mueva la horquilla hacia arriba para disminuir el flujo. El dibujo B nos muestra la horquilla moviéndose hacia abajo cuando la presión del sistema es menor a la requerida para vencer la fuerza del resorte del compensador.

Un control de volante para la bomba PVA 120 es el que se muestra en la Figura 11-39. El tornillo ajustador es atornillado o desatornillado para variar el flujo de la bomba.

CARACTERISTICAS DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA DE PISTON.

Las bombas de pistón son unidades altamente eficientes disponibles en un amplio porcentaje de capacidad, ya sea desde muy pequeñas a muy altas. La mayoría pueden funcionar en los porcentajes medios o altos de presión (1500 a 3000 psi) con otras siendo capaces de más.

Siendo variables y reversibles sirven muy bien para aplicaciones en prensas grandes e impulsos hidrostáticos.

Por tener piezas finamente ajustadas y superficies bien maquinadas, la limpieza y la buena calidad de los flúidos es vital para que trabajen bien por mucho tiempo.

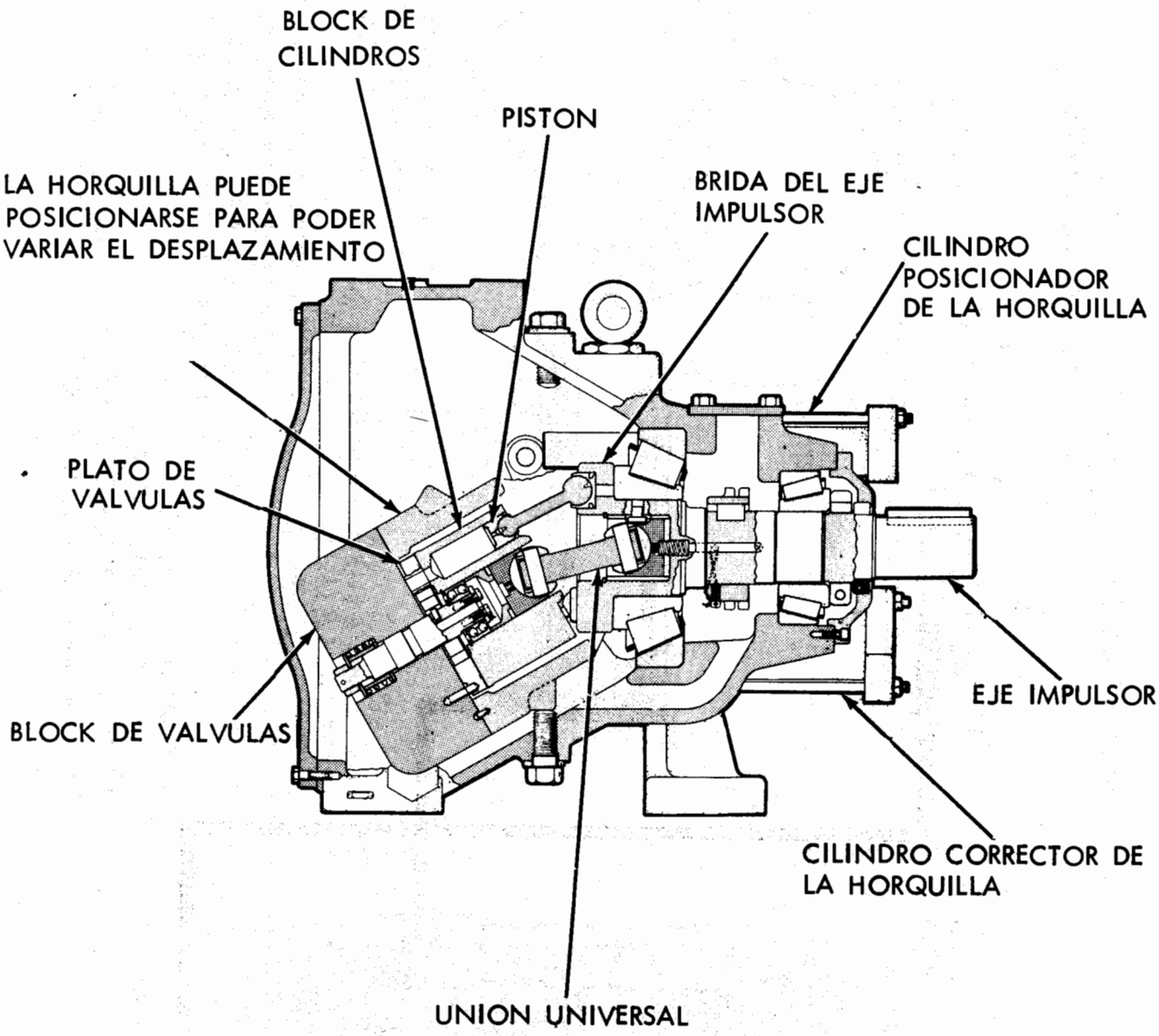


Figura 11-37. Bomba de Pistón de Eje Inclinado de Desplazamiento Variable.

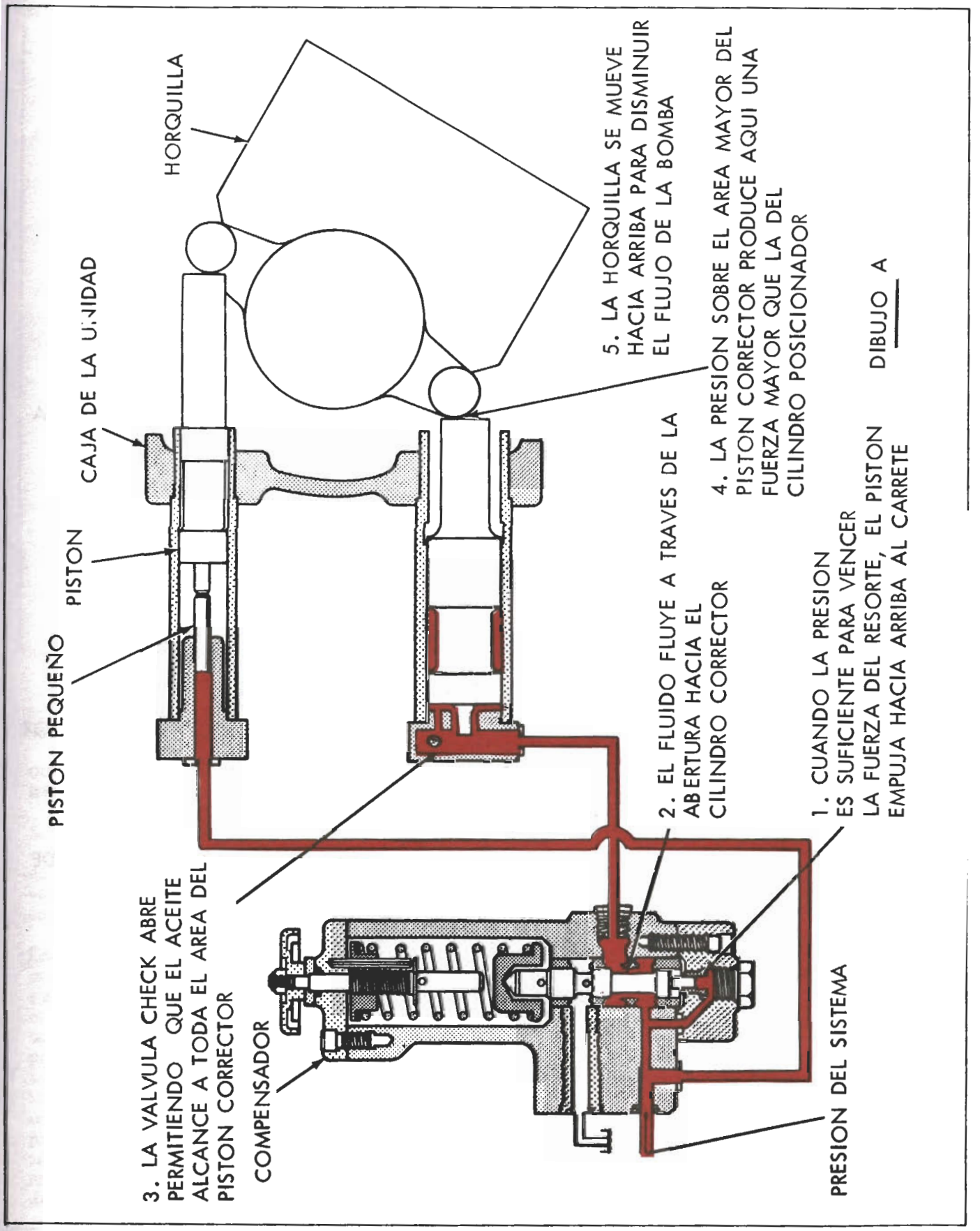


Figura 11-38. Control Compensador PVA 120.

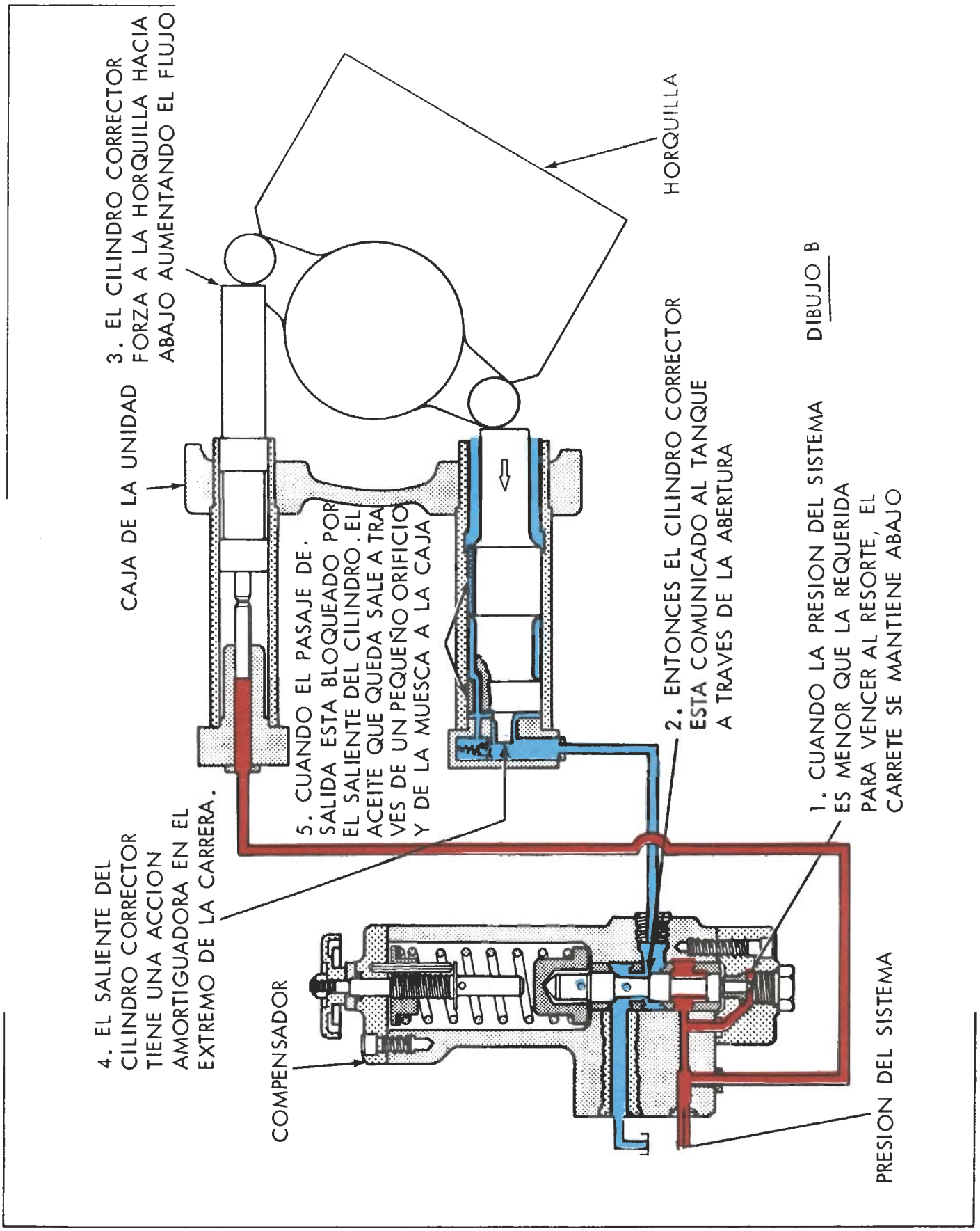


Figura 11-38. Control Compensador PVA 120.

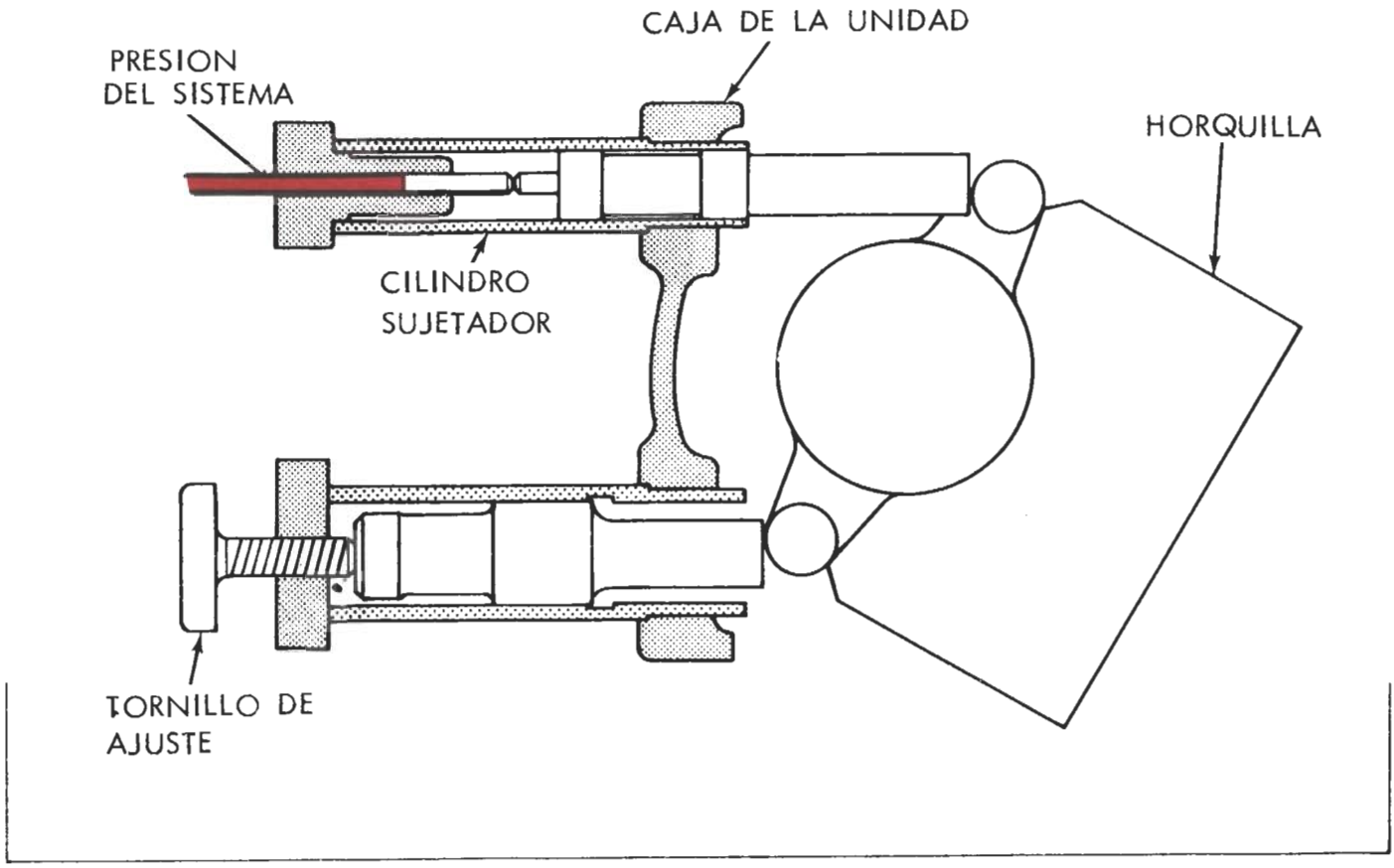


Figura 11-39. Control de Manivela PVA 120.

CUESTIONARIO

1. ¿Por qué no se usa una bomba centrífuga para transmitir presión?
2. ¿Cuáles son las características básicas de las bombas de desplazamiento positivo?
3. ¿Qué significa el rango de la presión de una bomba?
4. ¿Cuáles son las dos formas de expresar el tamaño de la bomba?
5. ¿Cuánto aceite promedia una bomba de paletas para 5 gpm a 1200 rpm abastecida a 1800 rpm?
6. Una bomba de 5 gpm abastece 3 1/2 gpm a 3000 psi, ¿cuál es la eficiencia volumétrica?
7. ¿Qué es lo que tiende a limitar la capacidad de presión de una bomba de engranes?
8. ¿Qué tipo de bomba tiene un compensador automático para el uso?
9. ¿Qué tipos de bombas hay disponibles en los modelos de desplazamiento variable?
10. ¿Qué mantiene las paletas extendidas en una bomba de paleta?
11. ¿Cuál es la función de la placa de presión?
12. ¿Cuál es el propósito del diseño de los insertos en las paletas?
13. ¿Cómo se puede variar el desplazamiento de una bomba de pistón axial?
14. ¿Qué es lo que hace que el pistón vaya y venga en una bomba de placa oscilante? ¿y, en una bomba de eje inclinado?
15. ¿Por qué el control compensador de presión de la PVA 120 mueve la horquilla hacia cero desplazamiento, cuando la presión del sistema está en ambos cilindros, el de carrera y el que detiene?

CAPITULO 12

ACCESORIOS

En este capítulo se describen diversos accesorios usados para hacer funciones especiales en los sistemas hidráulicos. Los que veremos son: acumuladores, intensificadores, interruptores de presión (switchs) e instrumentos.

ACUMULADORES.

Los flúidos usados en los sistemas hidráulicos, no pueden ser comprimidos como los gases y así almacenarse para ser usados en diferentes lugares o a tiempos distintos. El acumulador presenta la ventaja de proveer un medio de almacenar estos flúidos incomprensibles bajo presión. El flúido hidráulico bajo presión entra a las cámaras del acumulador y hace una de estas tres funciones: comprime un resorte, comprime un gas o levanta un peso y posteriormente cualquier caída de presión en el sistema provoca que el elemento reaccione y force al flúido hacia afuera otra vez.

ACUMULADOR DE PESOS-MUERTOS.

Los tipos más antiguos de acumuladores son los de pesos-muertos (Fig. 12-1). Los cuales consisten de un pistón o ariete hidráulico vertical al cual se le pueden añadir o remover pesos para poder variar la presión. La presión es siempre igual al peso impuesto dividido por el área del pistón o vástago en contacto con el flúido hidráulico. Este es el único tipo de acumulador en donde la presión es constante aunque la cámara esté llena o casi vacía. Sin embargo, los acumuladores de pesos-muertos son pesados y voluminosos y su uso es limitado. Pueden ser encontrados en algunas prensas pesadas en donde se requiere presión constante o en aplica-

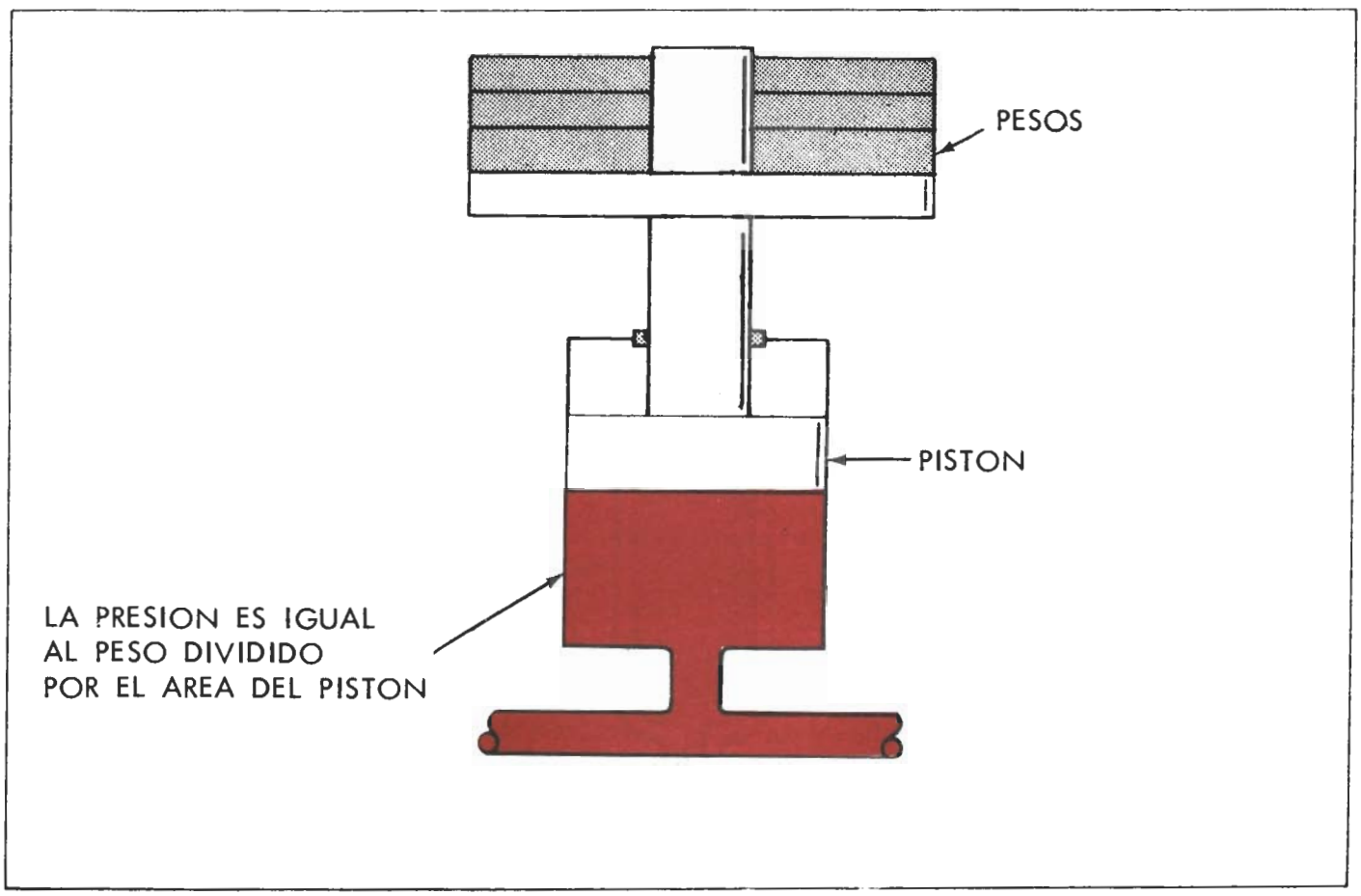


Figura 12-1. El Acumulador de Pesos Muertos Produce Presión Constante.

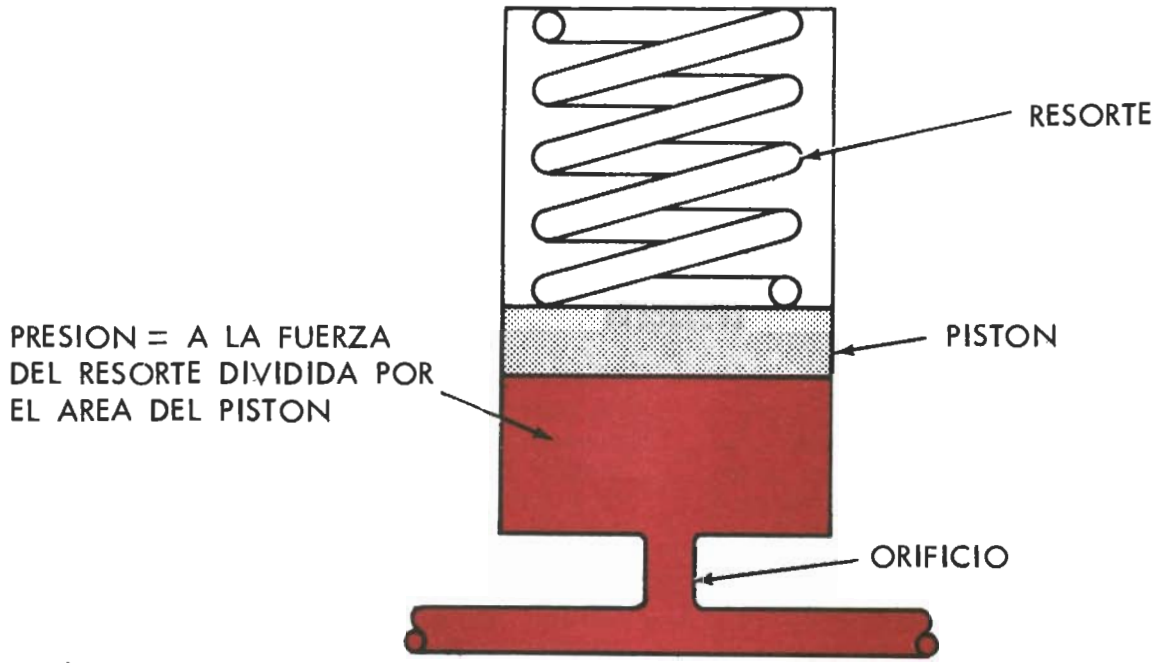


Figura 12-2. El Acumulador Cargado por Resorte no Requiere de Pre-Carga.

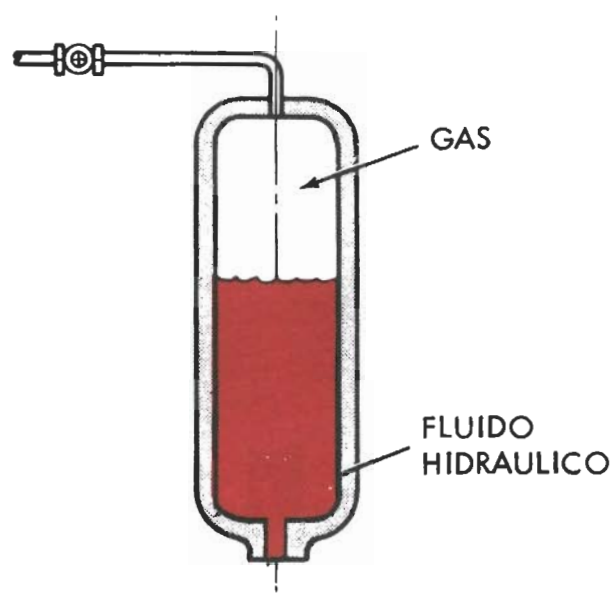


Figura 12-3. Acumulador sin Separación Entre el Gas y el Líquido.

ciones en donde se necesitan usualmente volúmenes muy altos.

ACUMULADOR CARGADO POR RESORTE.

En un acumulador cargado por resorte (Fig. 12-2) la presión se aplica al flúido al comprimirse el resorte localizado atrás del pistón del acumulador. La presión es igual a la fuerza instantánea del resorte dividida por el área del pistón.

$$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza del Resorte}}{\text{Area}}$$

Donde: La fuerza del Pistón = Constante del Resorte x (Distancia de Compresión).

Entonces la presión no es constante ya que la fuerza del resorte aumenta cuando entra el flúido a las cámaras y decrece cuando es expulsado.

Los acumuladores de resorte pueden ser montados en cualquier posición. Sin embargo tiene las desventajas de que la fuerza del resorte; es decir, el intervalo de presión no es fácilmente ajustable así como en donde se necesitan grandes cantidades de flúido, las fuerzas involucradas hacen que los tamaños de los resortes sean poco prácticos.

ACUMULADORES CARGADOS POR GAS.

Probablemente el acumulador más comúnmente usado es el que la cámara se precarga con gas inerte; usualmente nitrógeno seco. El oxígeno nunca debe usarse debido a su tendencia a quemarse o explotar al ponerse en contacto con el aceite bajo presión. El aire se usa algunas veces, pero tampoco se recomienda por lo mismo.

Un acumulador cargado por gas debe ser precargado cuando aún no contiene el flúido hidráulico. Las presiones de precarga varían con cada aplicación y dependen del intervalo de la presión de operación y del volumen de flúido requerido dentro de ese intervalo. Esta presión nunca debe ser menor de 1/4 y preferiblemente 1/3 de la máxima presión de operación. La presión del acumulador varía en proporción a la compresión del gas, aumentando cuando el flúido es bombeado dentro y disminuyendo cuando éste es expulsado.

TIPO SIN-SEPARADOR.

La figura 12-3 muestra un acumulador sin separador entre el flúido hidráulico y la carga de gas. Este se utiliza frecuentemente en máquinas de Inyección de metal debido a que debe ser montado verticalmente. Es importante seleccionar una relación de volumen-presión, tal que el aceite utilizado durante la operación no exceda de las 2/3 partes del volumen del acumulador para así evitar descargas accidentales del gas al sistema.

TIPO BOLSA O DIAFRAGMA.

Muchos acumuladores incorporan una bolsa o diafragma de hule sintético (Fig. 12-4) para contener el gas de precarga y separarlo del flúido hidráulico. Hay ciertos flúidos resistentes al fuego que no son compatibles con los materiales comunes de la bolsa o del diafragma por lo cual es muy importante la selección del material de dicha bolsa.

El aceite disponible para la operación puede variar de 1/4 a 3/4 de la capacidad total del acumulador dependiendo de las condiciones de operación. Funcionando fuera de estos límites se ocasiona que el separador se agrande o encoja excesivamente, lo cual disminuye su durabilidad.

ACUMULADORES TIPO PISTON.

Otro método para separar el gas de precarga del flúido hidráulico es por medio de un pistón libre (Fig. 12-5). Similar en construcción al cilindro hidráulico. Se tiene por un lado el pistón bajo la presión del gas constantemente tratando de forzar el aceite hacia afuera por el lado opuesto de la cámara. Aquí también la presión es una función de la compresión del gas y varía con el volumen de aceite en la cámara.

APLICACIONES.

En muchos de los sistemas hidráulicos se requiere de un gran volumen de aceite para efectuar el trabajo; pero el trabajo se efectúa solo intermitentemente durante el ciclo de la máquina. Por ejemplo, en la inyección de metal el cilindro "disparador" debe ser movido muy rápidamente cuando se está formando la pieza, pero no se mueve cuando se extrae la pieza y durante el cierre del molde y período de apertura. En lugar de usar una bomba intermitente de gran volumen, tal sistema almacena flúido de una bomba de volumen relativamente bajo en un acumulador y lo descarga durante la parte del ciclo que hace el "disparo".

Otra aplicación es en donde es necesario mantener una presión durante largos períodos de tiempo. En lugar de dejar que la bomba trabaje constantemente al ajuste de la válvula de alivio, se usa la carga de un acumulador. La bomba puede ser descargada libremente al tanque mientras el acumulador mantiene la presión. Interruptores de presión o válvulas de descarga se usan para reciclar la bomba periódicamente para reponer el flúido perdido a través de fugas o la actuación de la válvula.

Los acumuladores pueden también ser instalados en un sistema para absorber el golpe o aumento de presión debido al frenado repentino o a la inversión del flujo de aceite. En estos casos la presión de precarga está cerca o un poco más arriba de la presión operante permitiéndole así el "recoger" picos de presión sin que sea constante o prolongada la flexión del diafragma o de la bolsa.

Como precaución el acumulador debe ser obstruí-

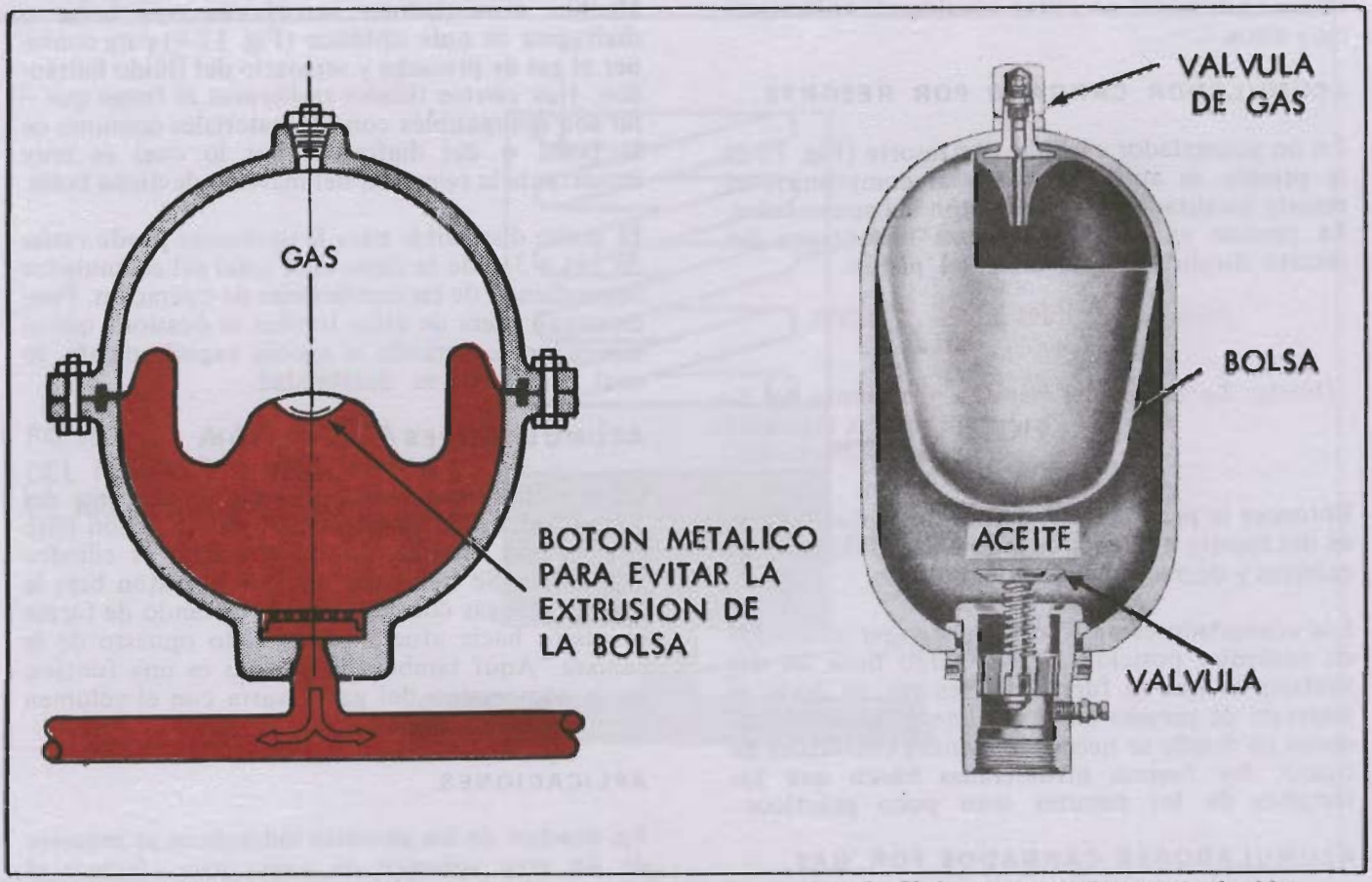


Figura 12-4. El Acumulador de Diafragma Usa un Separador de Hule entre el Gas y el Líquido

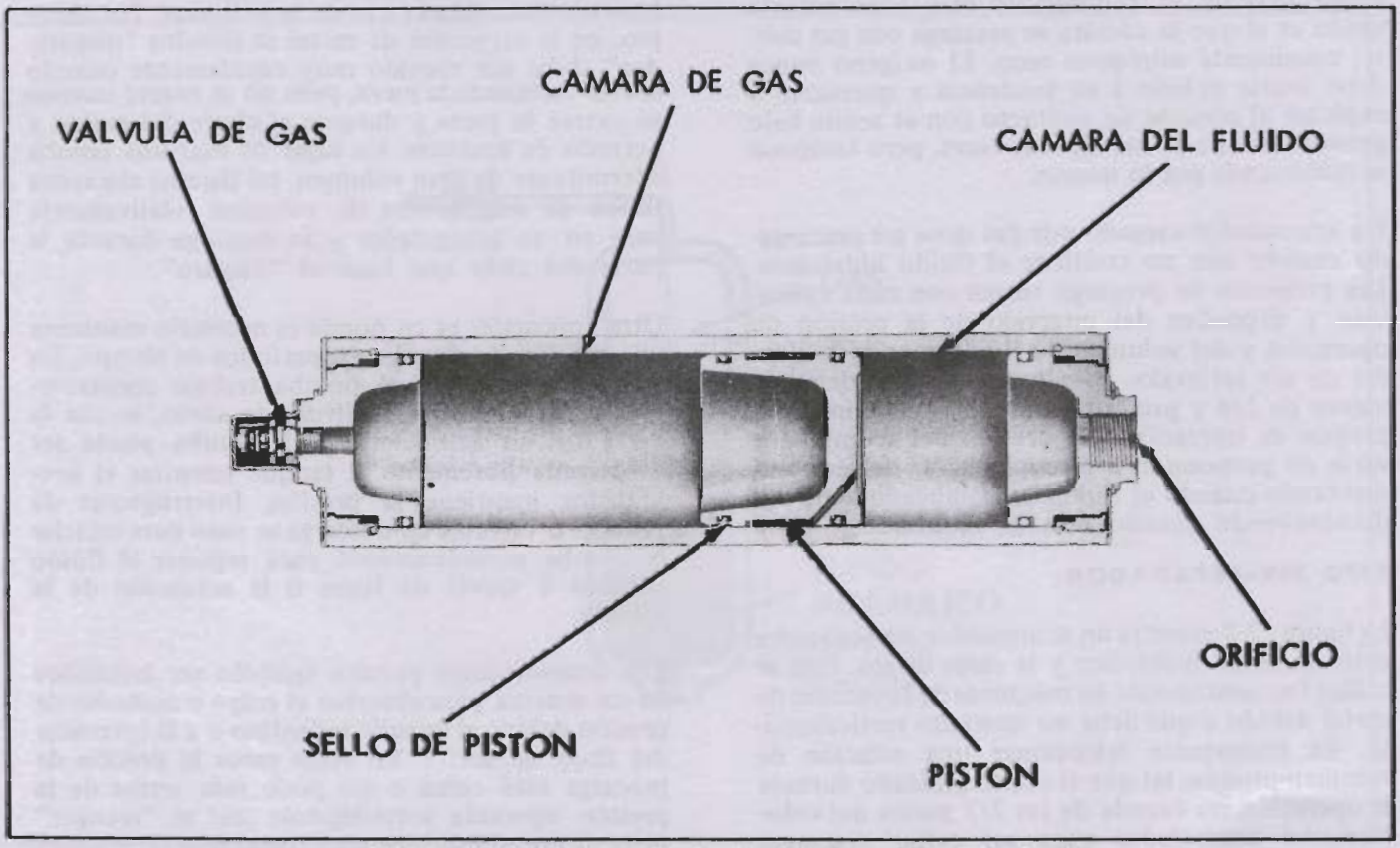
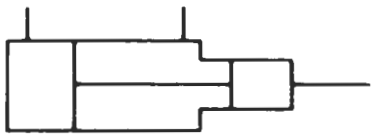


Figura 12-5. El Acumulador de Pistón es Cargado de Gas.



SIMBOLO



SIMBOLO

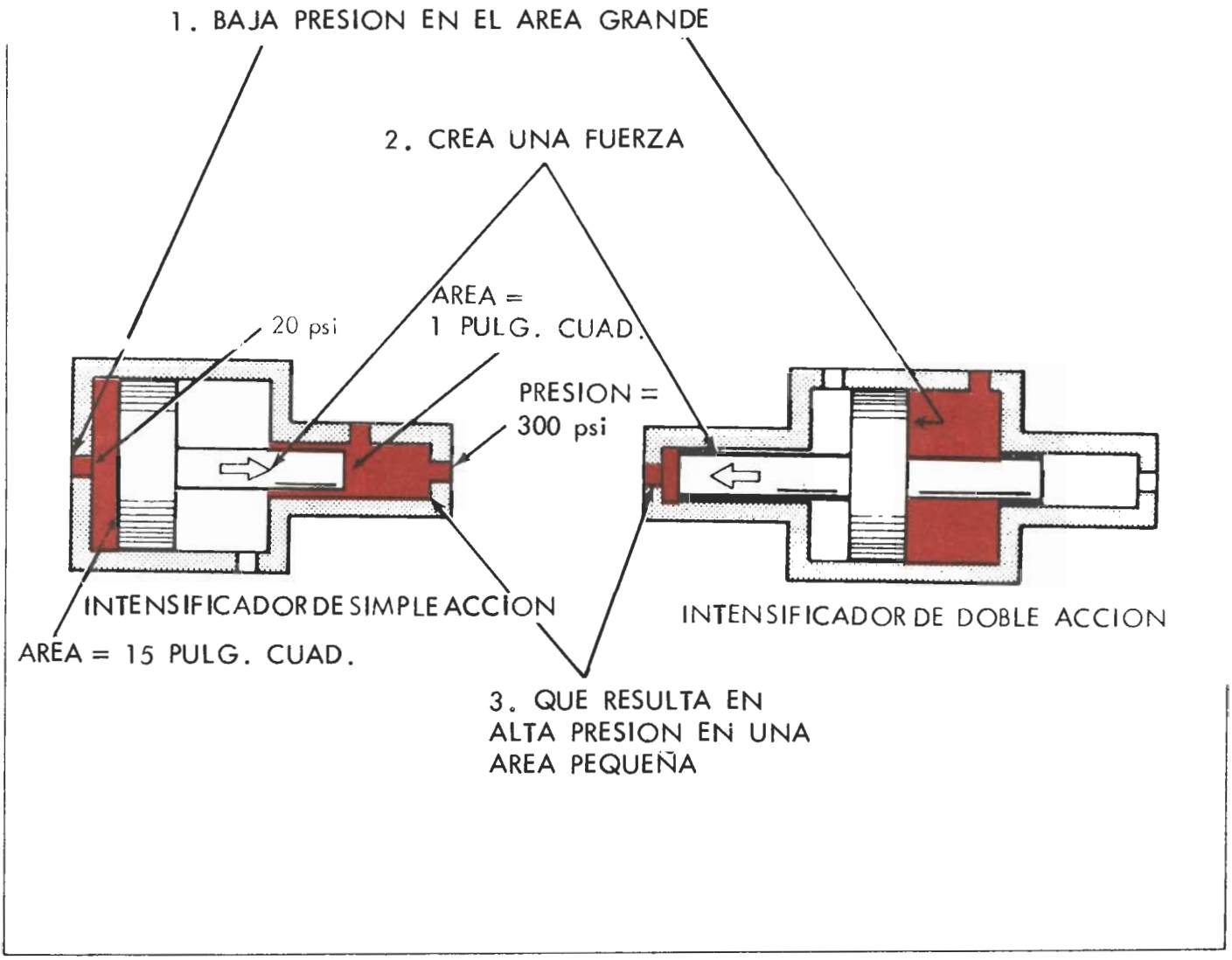


Figura 12-6. El Intensificador Incrementa la Presión.

do del circuito o completamente descargado antes de intentar desconectar cualquiera de las líneas hidráulicas. Nunca trate de desensamblar un acumulador sin antes quitar la precarga ya sean gas, pesos o resortes.

INTENSIFICADORES.

Un intensificador es un aparato que se usa para multiplicar la presión.

En ciertas aplicaciones como en las máquinas riveteadoras o perforadas, una pequeña cantidad de aceite a alta presión puede requerirse durante la presión final de la carrera del cilindro de trabajo. Un intensificador puede desarrollar presiones varias veces más altas que las que puede soportar una bomba. En la Figura 12-6. la presión en el área grande ejerce una fuerza que requiere una presión considerablemente más alta en una pequeña área para resistirla. El aumento de presión es inversamente proporcional a la relación de áreas. Sin embargo, el volumen del flúido descargado a alta presión es inversamente proporcional a la misma relación de áreas.

INTERRUPTORES DE PRESION.

Los interruptores de presión (Fig. 12-7) se usan para abrir o cerrar circuitos eléctricos a presiones preseleccionadas ya sea para actuar válvulas operadas por solenoides u otros aparatos usados en el sistema.

La función principal del interruptor de presión se muestra en la Figura 12-8. Este diseño contiene dos interruptores eléctricos separados. Cada uno es operado por medio de un vástago de empuje al cual lo soporta un émbolo el cual a su vez es controlado por la fuerza hidráulica y del resorte. La presión a la que los interruptores trabajan se selecciona girando el tornillo de ajuste, con lo cual se aumenta o disminuye la fuerza del resorte.

Debe notarse que en este diseño los interruptores son actuados por los resortes. Por eso los contactos normalmente abiertos están cerrados y viceversa.

Cuando se alcanza la presión preseleccionada el émbolo comprimirá al resorte y permitirá a los vástagos de empuje ir hacia abajo, provocando así la acción rápida de los interruptores los cuales regresan a su condición normal.

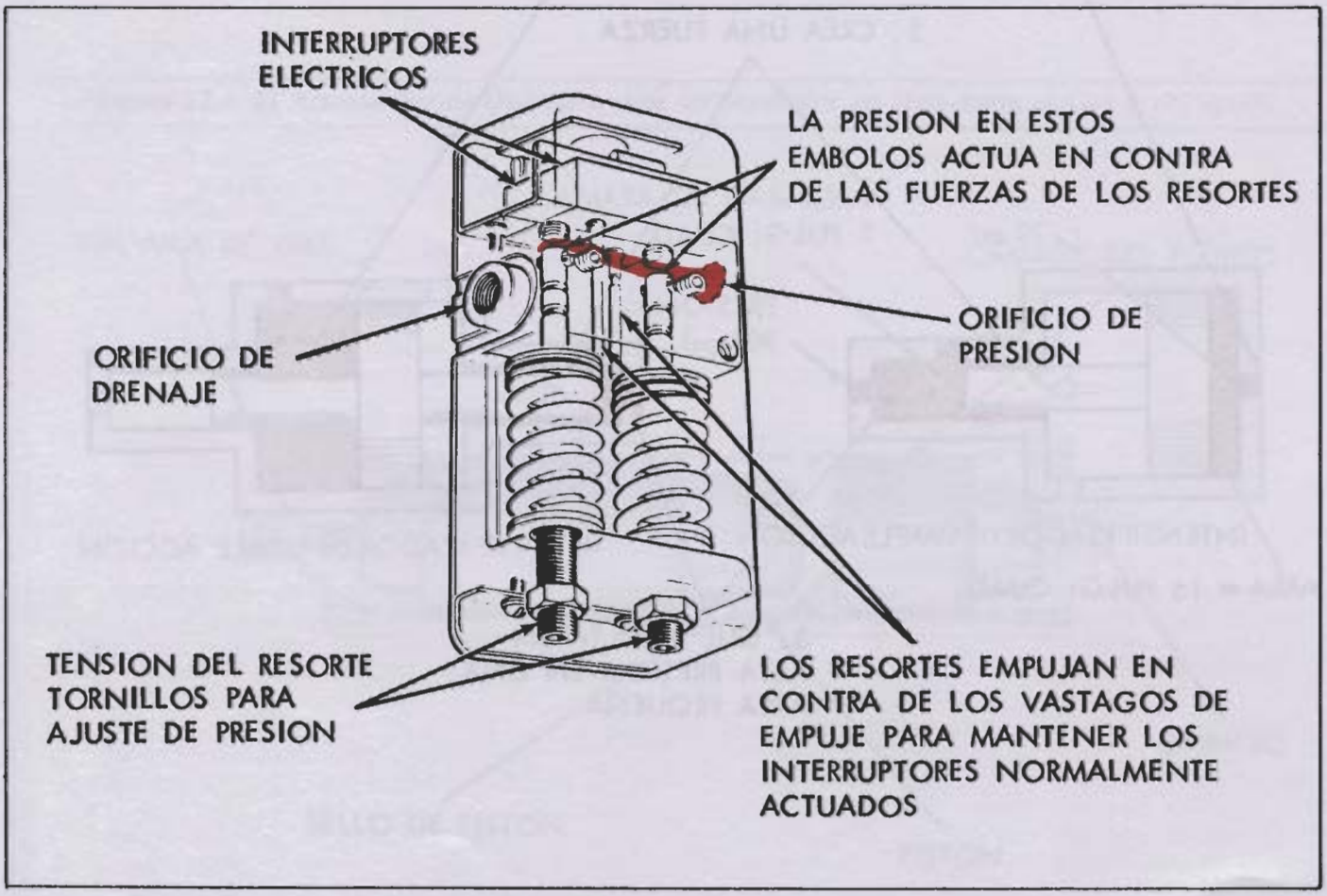


Figura 12-7. Interruptor de Presión Típico.

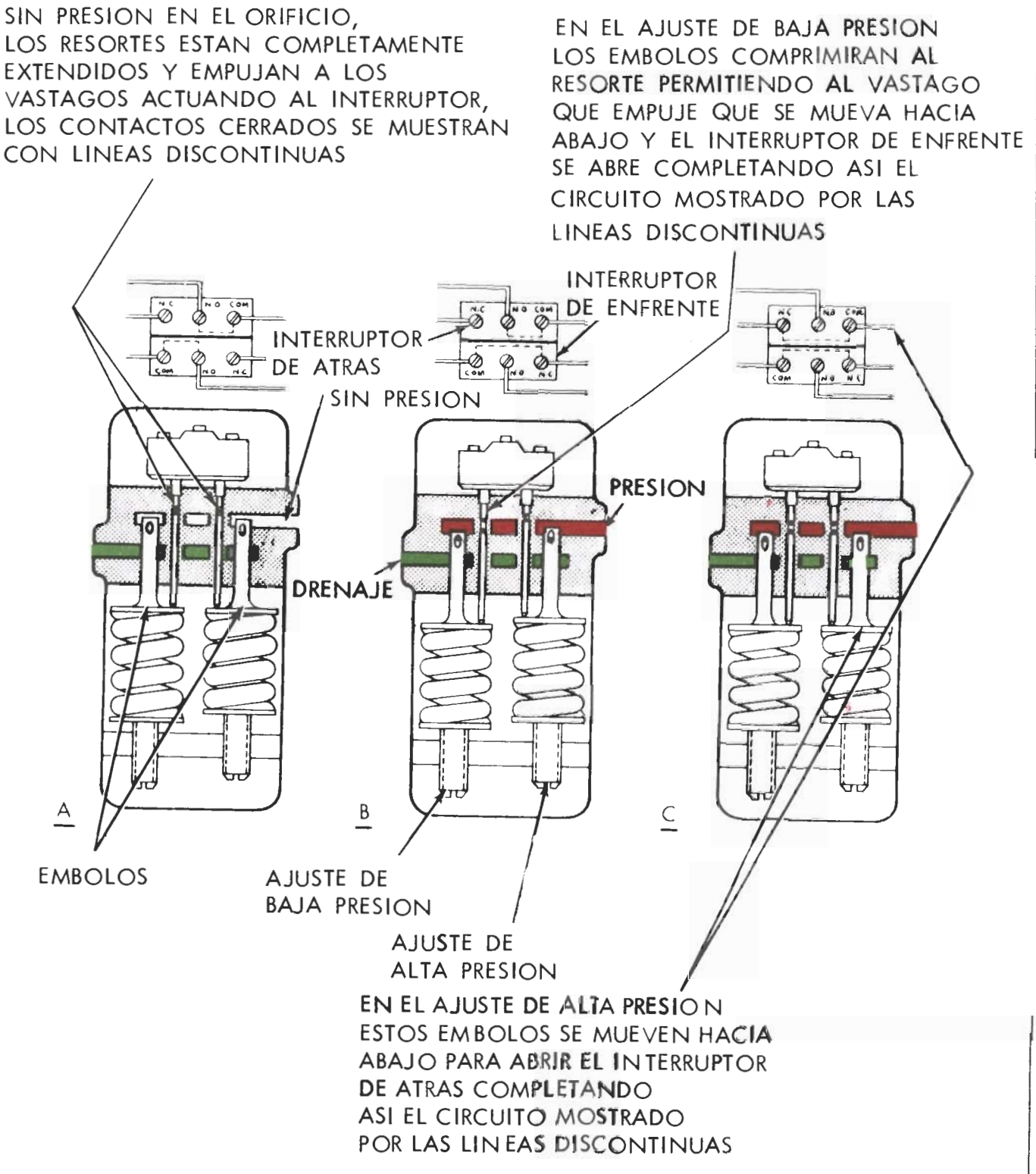


Figura 12-8. Operación del Interruptor de Presión.

Al usar los dos interruptores conjuntamente con un relevador eléctrico, las presiones de los sistemas se pueden mantener en una amplia variedad de intervalos altos y bajos.

INSTRUMENTOS.

La cantidad de flujo y las mediciones de temperatura y presión se requieren para evaluar el comportamiento de los componentes hidráulicos. Los tres también pueden ser de gran ayuda al ajustar o reparar un sistema hidráulico. Debido a lo difícil que es instalar un medidor de flujo en el circuito, las medidas de flujo frecuentemente son determinadas al tomarle el tiempo a la carrera o rotación de un actuador. La presión y la temperatura se determinan por medio de manómetros y termómetros.

MEDIDORES DE PRESION.

Los medidores de presión son necesarios para ajustar las válvulas de control de presión que lo requieran y para determinar la fuerza que está ejerciendo el cilindro o la torsión de un motor hidráulico.

Los dos tipos principales de manómetros son el de tubo de Bourdon y el Schrader. El manómetro de Bourdon (Fig. 12-9) consiste de un tubo sellado que tiene la forma de un arco. Cuando se aplica presión al orificio de abertura el tubo tiende a enderezarse, actuando sobre la unión del engrane del puntero moviéndolo para que indique la presión en una carátula.

En el manómetro Schrader (Fig. 12-10) la presión se aplica a la camisa de un pistón cargado por resorte. Cuando la presión mueve a la camisa, ésta actúa a la aguja del medidor a través de uniones.

La mayoría de los medidores de presión marcan cero a la presión atmosférica, y son calibrados en libras por pulgada cuadrada ignorando a la presión atmosférica en todos sus intervalos.

Las condiciones de presión a la entrada de la bomba son frecuentemente menores a la presión atmosférica. Estas presiones tendrían que ser medidas como presiones absolutas, algunas veces llamadas psia, pero es más frecuente que estén calibradas en pulgadas de mercurio considerando 30 pulgadas de mercurio como vacío perfecto. Un medidor de vacío calibrado en pulgadas de mercurio es el que se muestra en la Figura 12-11.

INSTALACION DE MANOMETROS.

Es recomendable el poner una o más conexiones para manómetro en un sistema hidráulico para facilitar las pruebas o los ajustes, aunque en la mayoría de las válvulas de alivio hay orificios para los medidores y en algunos otros componentes

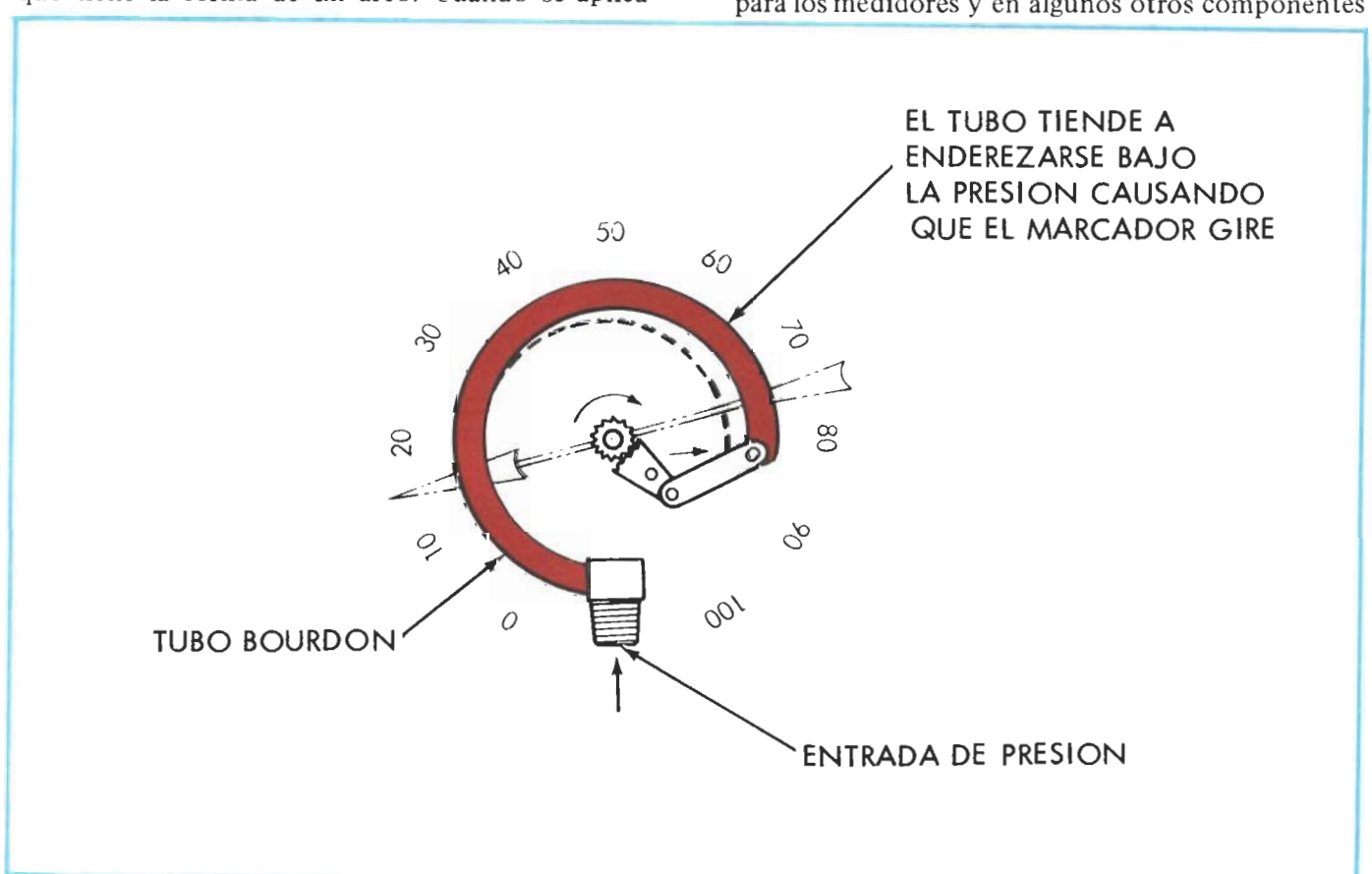


Figura 12-9. Manómetro de Tubo Bourdon.

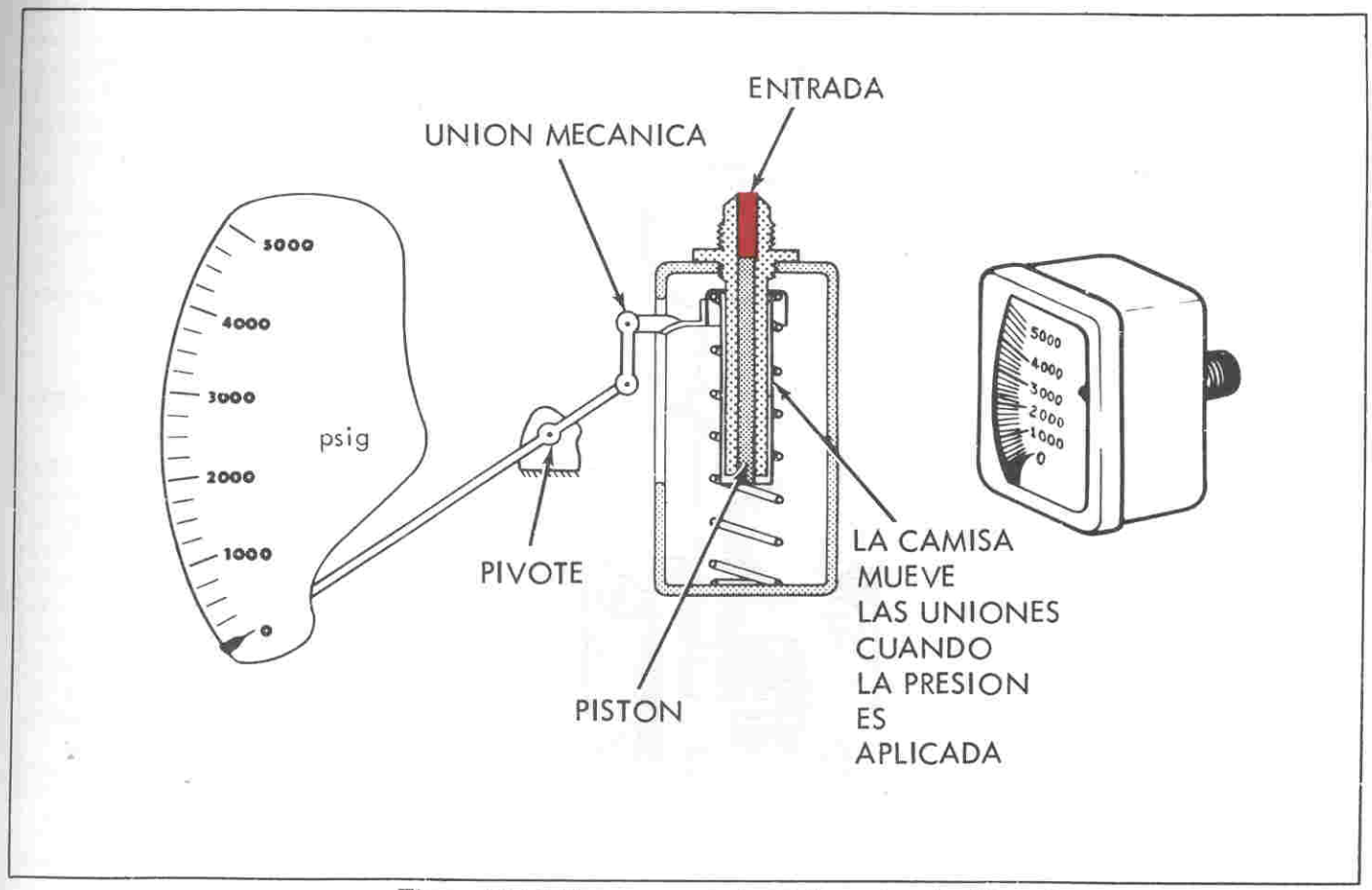


Figura 12-10 Funcionamiento del manómetro Shcrader

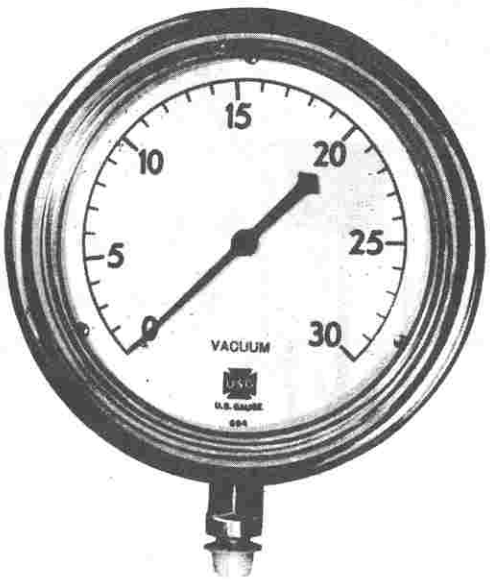


Figura 12-11 El Manómetro de Vacio Está Calibrado en Pulgadas de Mercurio.

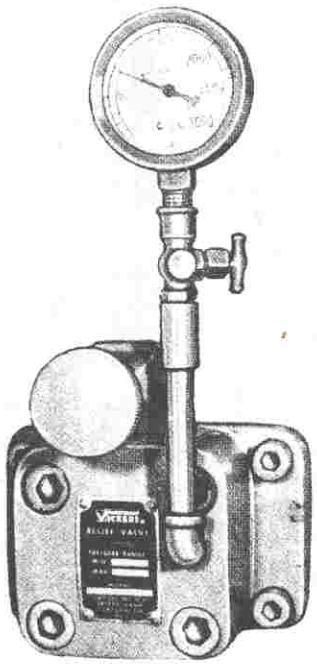


Figura 12-12. El Manómetro se Instala con una Valvula Aisladora y un Amortiguador.

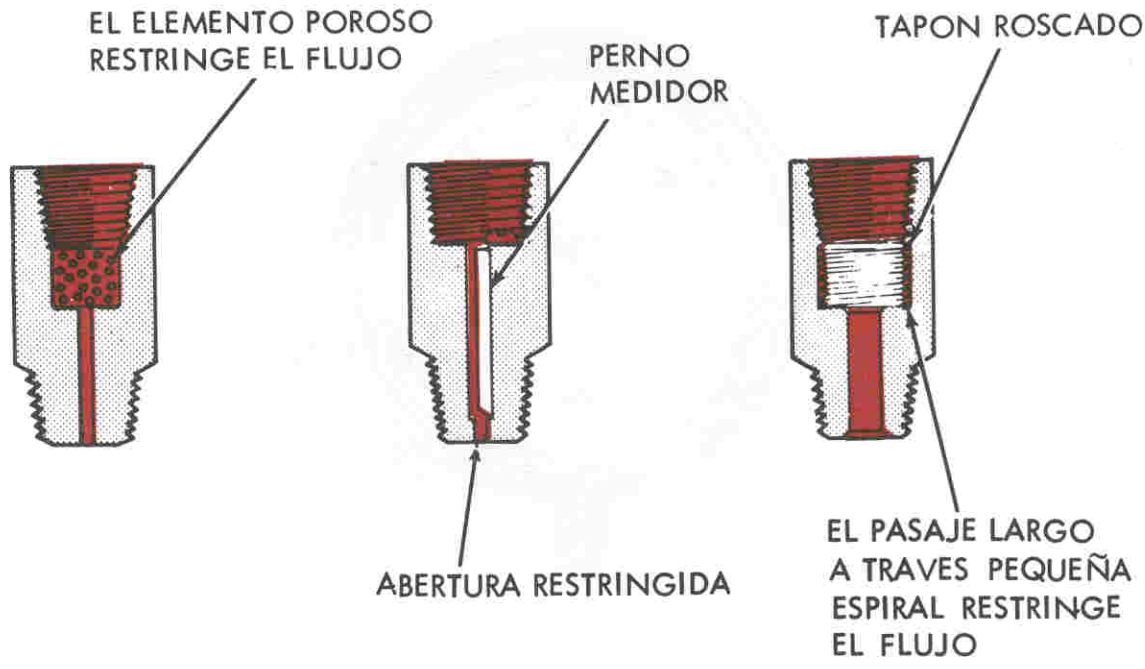


Figura 12-13. Los Amortiguadores Protegen al Manómetro de los Golpes de Presión.

hidráulicos. Cuando se instala un medidor permanentemente en una máquina se instala normalmente una válvula aisladora y un amortiguador (Fig. 12-12). La válvula aisladora alarga la durabilidad del medidor al aislarlo del sistema excepto cuando se desea hacer una lectura. El amortiguador (Fig. 12-13) evita que el medidor oscile y lo protege de los picos de presión. Un pequeño espiral (aproximadamente 2" diámetro) de tubo de 1/8 de pulgada es un excelente amortiguador para el medidor cuando no se pueda conseguir uno hecho.

MEDIDORES DE FLUJO.

Los medidores de flujo se utilizan normalmente en las unidades de pruebas, pero se pueden conseguir unidades portátiles. Algunas incluyen un medidor de flujo, un medidor de presión y termómetro todo en una unidad (Fig. 12-14). Es poco frecuente y raro conectarlas permanentemente en una máquina. Sin embargo, acopladas a la cañería hidráulica son muy útiles para revisar la eficiencia volumétrica de una bomba y para determinar fugas dentro del circuito.

Un medidor de flujo típico (Fig. 12-15) consiste de un peso dentro de un tubo vertical calibrado. El aceite se bombea por la parte inferior y aflora por la parte superior elevando el peso a una altura proporcional al flujo. Para una medición más precisa se utiliza un motor de flúido de desplazamiento conocido el cual impulsa a un tacómetro. El flujo en gpm es:

$$\text{gpm} = \frac{\text{rpm x desplazamiento (pulg. cúbicas/rev.)}}{231}$$

El tacómetro puede ser calibrado directamente en gpm o bien en rpm, naturalmente.

Otro tipo de medidor de flujo (Fig. 12-16) es el que incorpora lo que se llama un pistón de disco el cual al ser impulsado por el flujo que pasa por la cámara medidora, desarrolla un movimiento giratorio el cual puede ser transmitido a través de engranes a las agujas indicadoras de la carátula.

Aparatos más sofisticados para medir son los de tipo turbina, los cuales generan un impulso eléctrico cuando giran y sensores de presión que puedan estar colocados en puntos estratégicos dentro del sistema donde ellos manden las señales eléctricas proporcionales a las presiones encontradas. Estas

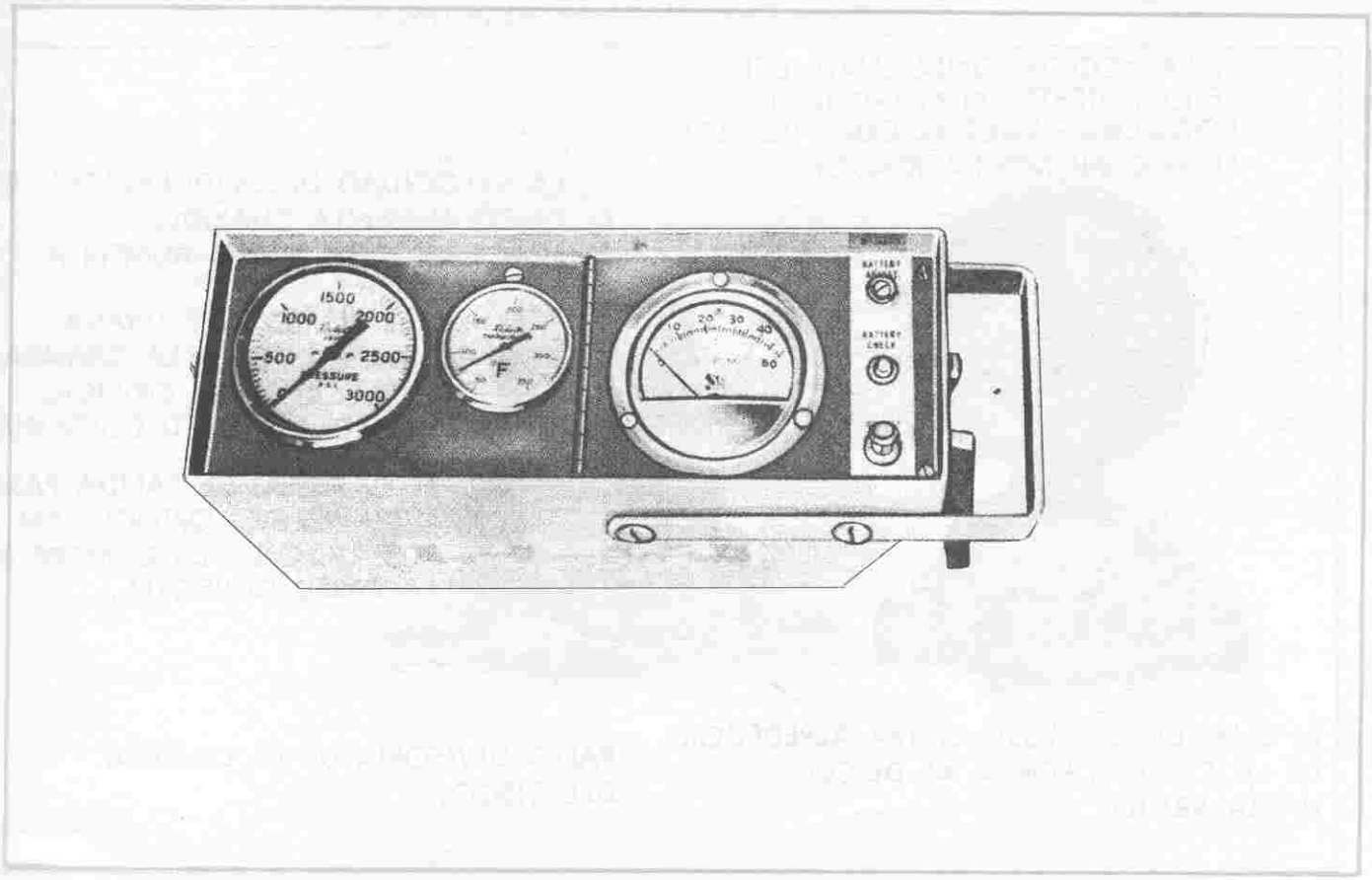


Figura 12-14. Medidor de Flujo con Manómetro y con Termómetro en una Unidad.

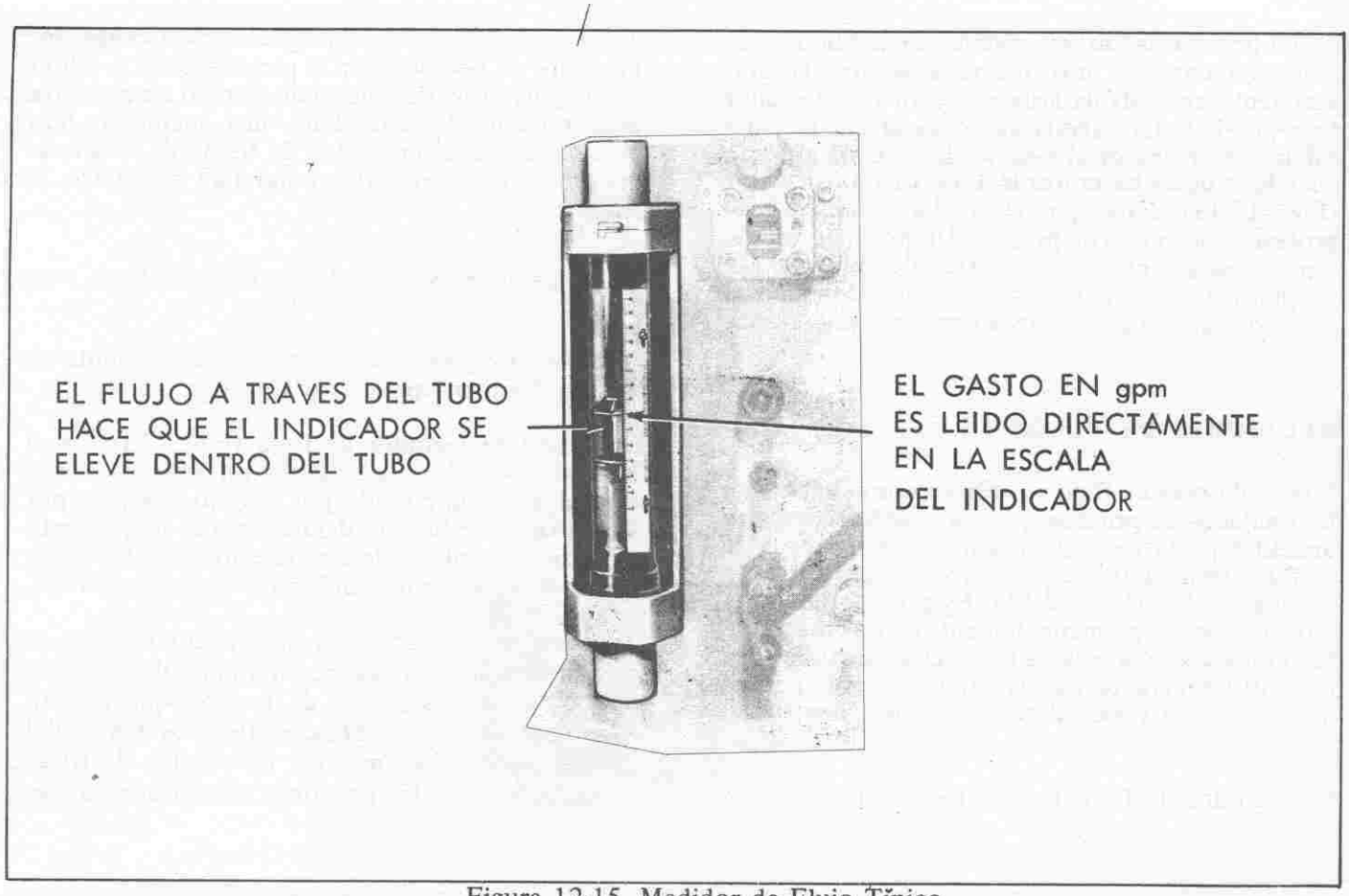


Figura 12-15. Medidor de Flujo Típico.

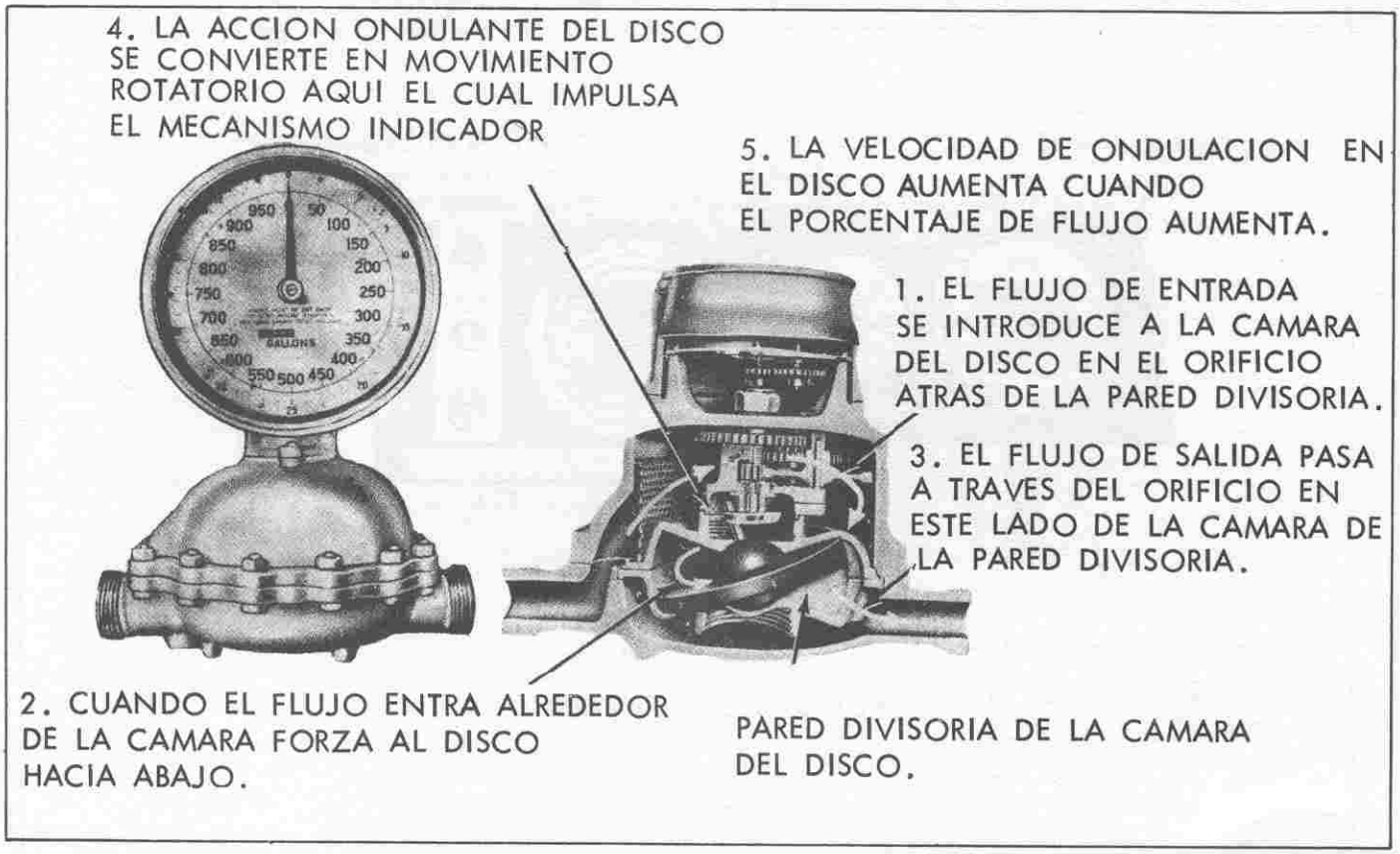


Figura 12-16. Medidor de Flujo con Pistón de Disco.

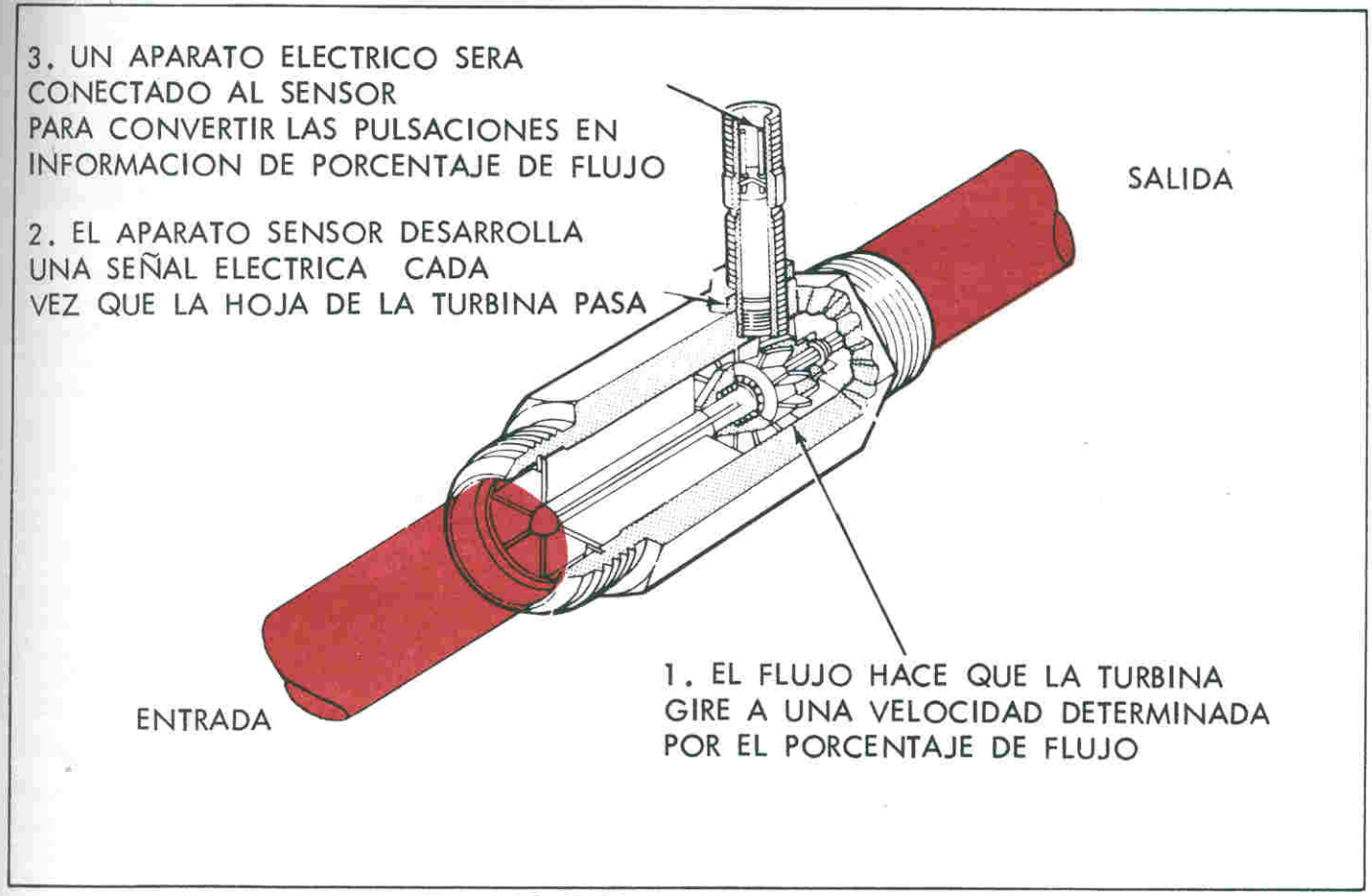


Figura 12-17. Medidor de Flujo de Turbina.

señales se pueden calibrar y observar en un osciloscopio u otro aparato. Véase figura 12-17.

Estas unidades se encuentran más frecuentemente en laboratorios aunque estén convirtiéndose en parte del equipo que usan los técnicos de potencia en flúidos para ajustar y mantener el equipo.

PREGUNTAS

1.– Mencione dos funciones del acumulador.

2.– ¿Qué tipo de acumulador funciona a presión constante? ¿Cómo se puede cambiar la presión?

3.– ¿Cómo se crea la presión en un acumulador de pistón-libre?

4.– ¿Qué tipo de gas es el que se prefiere para los acumuladores cargados por gas?

5.– ¿Qué es lo que evita que la bolsa de un acumulador tipo bolsa sea extruida?

6.– ¿Cuál es el propósito de un intersificador?

7.– ¿Cómo opera un interruptor de presión?

8.– De tres condiciones en donde se pueda requerir un medidor de presión.

9.– ¿Cómo están calibrados los medidores de vacío?

CAPITULO 13

CIRCUITOS HIDRAULICOS INDUSTRIALES

La aplicación de los principios y de los componentes descritos en este manual son innumerables como también lo son la combinación de los componentes dentro del sistema. Sería imposible ilustrar aquí más de un ejemplo de los circuitos hidráulicos.

Los que describiremos en este capítulo son los circuitos típicos de los sistemas usados en maquinaria industrial e ilustrarán los principios básicos de cómo aplicar la hidráulica a diferentes tipos de trabajo.

Muchos de los circuitos se presentan en diagramas pictóricos o de corte para facilitar el seguir el flujo. Los diagramas gráficos son mostrados para todos los circuitos presentados para ayudar a entender el uso de los símbolos.

CIRCUITOS DE DESCARGA.

Un circuito de "descarga" es un sistema en donde la salida de la bomba es desviada al tanque en baja presión durante parte del ciclo. La bomba puede ser descargada porque las condiciones de carga en ciertos momentos puede exceder la potencia de entrada disponible, o simplemente para evitar la pérdida de potencia y generar calor durante el período de receso.

SISTEMA DE DESCARGA A DOS BOMBAS.

Frecuentemente se desea combinar el abastecimiento de dos bombas para obtener más velocidad mientras el cilindro esté avanzando a baja presión. Cuando ya no se necesita la alta velocidad o la presión se eleva a un punto donde el volumen combinado excediera la entrada de caballos de fuerza, la bomba mayor de las dos bombas se descarga.

OPERACION A BAJA PRESION.

La Figura 13-1 dibujo A nos muestra el arreglo de los componentes en cierto sistema y la condición del flujo a baja presión. El aceite que viene de la bomba de gran volumen pasa a través de la válvula descargadora y por la válvula check para que se combine con la salida de la bomba de bajo volumen. Estas condiciones durarán mientras la presión del sistema sea menor que la ajustada en la válvula de descarga.

Funcionamiento a Alta Presión.

En el dibujo B, la presión del sistema excede al ajuste de la válvula de descarga la cual se abre permitiendo que la bomba de gran volumen descargue al tanque con poca o ninguna presión. La válvula check se cierra para evitar el flujo que viene de la línea de presión a través de la válvula de descarga.

En estas condiciones, se usa mucho menor potencia que la que se usaría si ambas bombas tuvieran que ser impulsadas a alta presión. Sin embargo, el avance final es más lento porque la salida del volumen que llega al sistema es más pequeño.

Cuando el acutador se detiene, la bomba de poco volumen descarga a través de la válvula de alivio a su presión de ajuste.

Dos Presiones Máximas Más Ventilación.

El dispositivo mostrado en la Figura 13-2 puede ser incorporado en un sistema hidráulico para poder seleccionar las dos presiones máximas más venteo. La presión máxima más alta será la ajustada a la sección piloto de la válvula de alivio principal. Se puede ajustar una presión menor por medio de una válvula de alivio de control a distancia. La válvula de cuatro-pasos operada por solenoide interconecta los diferentes controles.

Venteo.

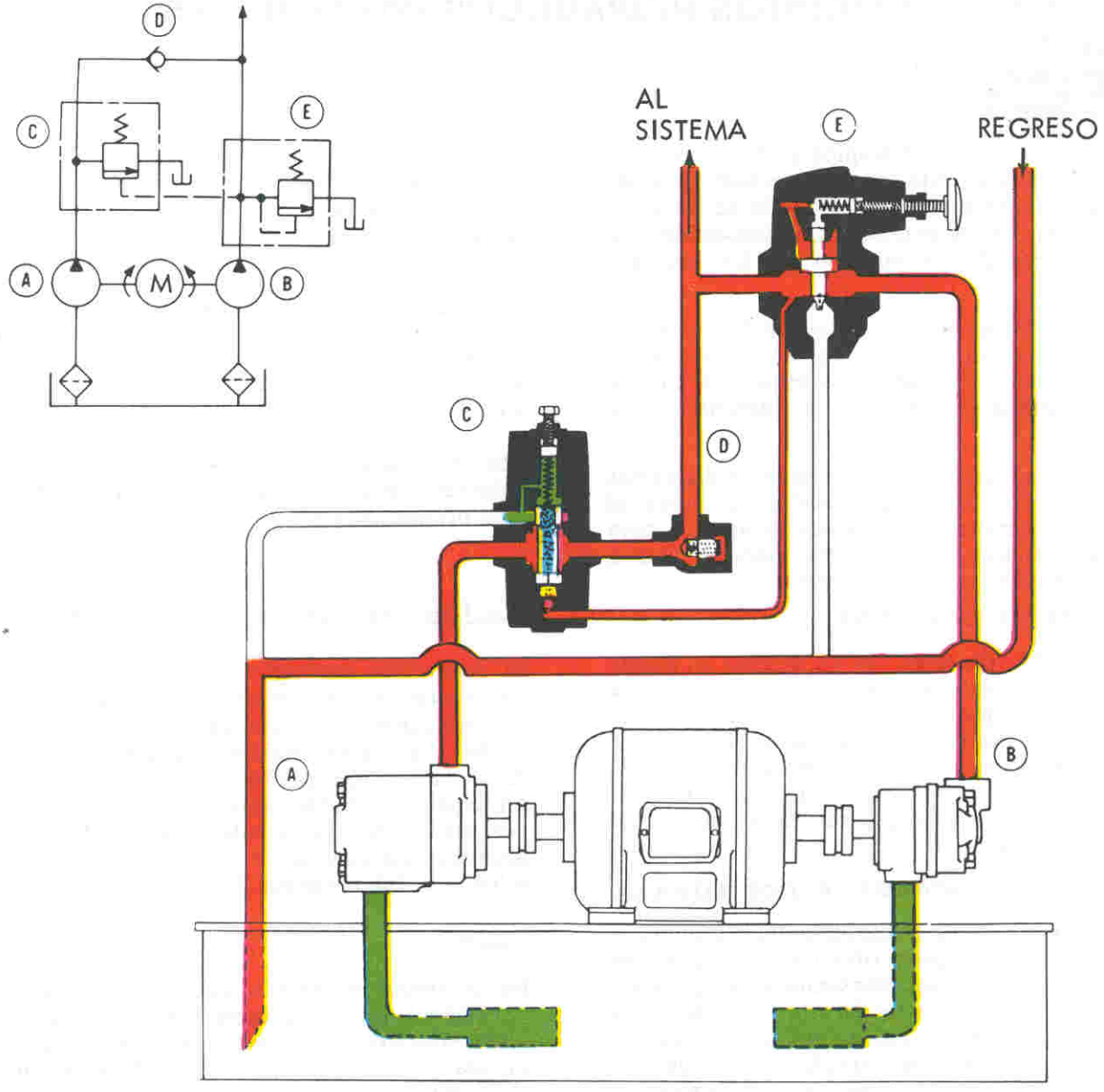
En el dibujo A, ambos solenoides de la válvula direccional están desenergizados. El carrete de centro-abierto está centrado por los resortes de la válvula y el orificio de venteo de la válvula de alivio está abierta al tanque. El pistón balanceado abre descargando el flujo de la bomba al tanque al equivalente de presión de un resorte ligero – cerca de 20 psi.

PRESION MAXIMA INTERMEDIA.

En el Dibujo B, el solenoide de la mano izquierda de la válvula direccional es energizado. El carrete de la válvula se cambia para conectar el orificio de ventilación de la válvula de alivio a la válvula de control a distancia. Esta válvula ahora opera como la fase piloto para el pistón balanceado. El flujo de la bomba es desviado al tanque cuando se alcanza el ajuste de la válvula a distancia.

Presión Máxima Alta.

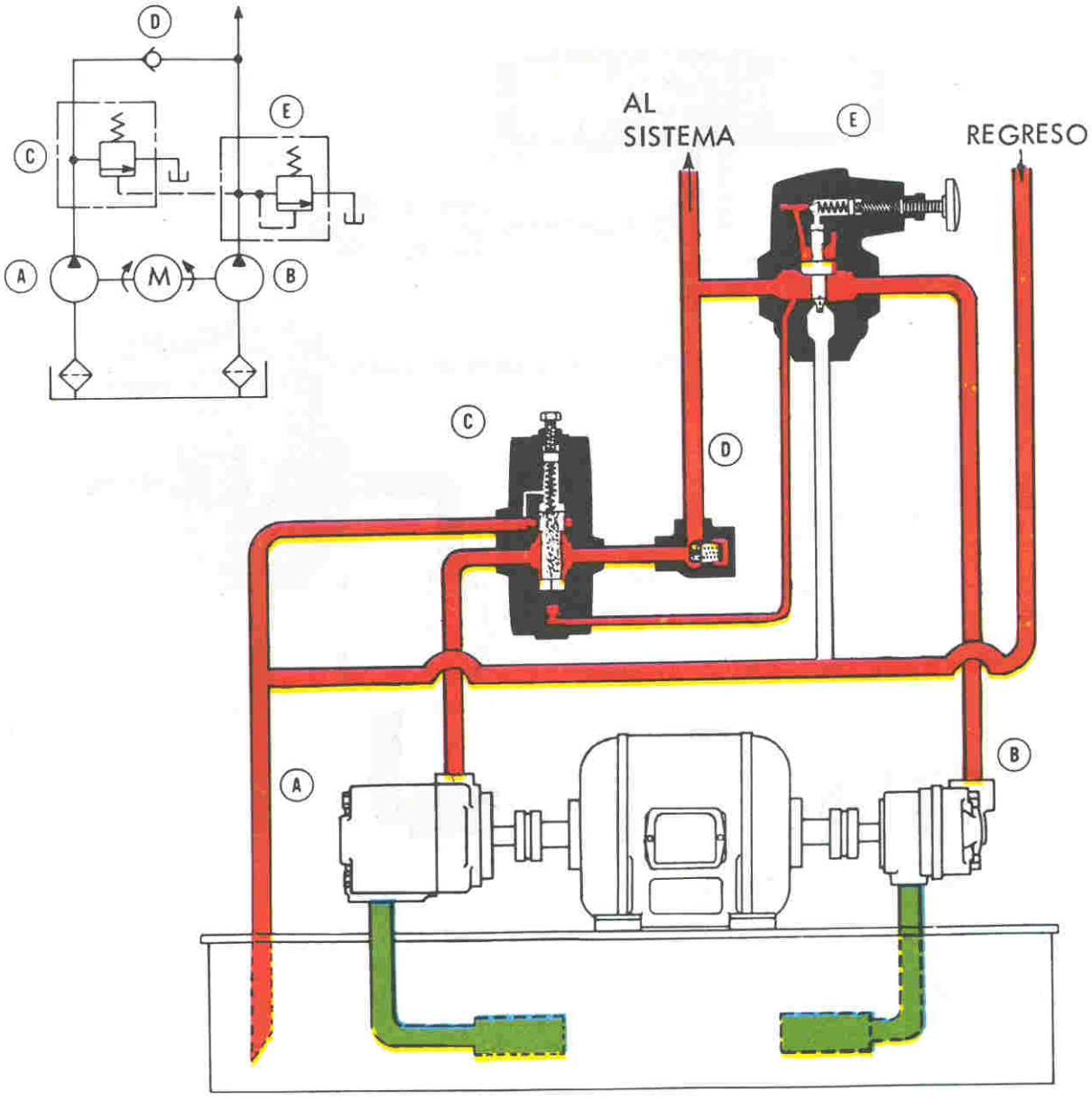
En el dibujo C, el solenoide opuesto de la válvula



OPERACION DE BAJA PRESION

La presión del sistema es menor que la fijada en los ajustes de las válvulas (C) y (E) de control de presión. Entonces ambas válvulas (C) y (E) están en su posición normalmente cerradas. El abastecimiento de la bomba (B) es dirigido al sistema a través de (E). El abastecimiento de la bomba (A) es dirigido a través de (C) y la válvula check (D) y se combina con el abastecimiento de (B) para también ser dirigido dentro del sistema.

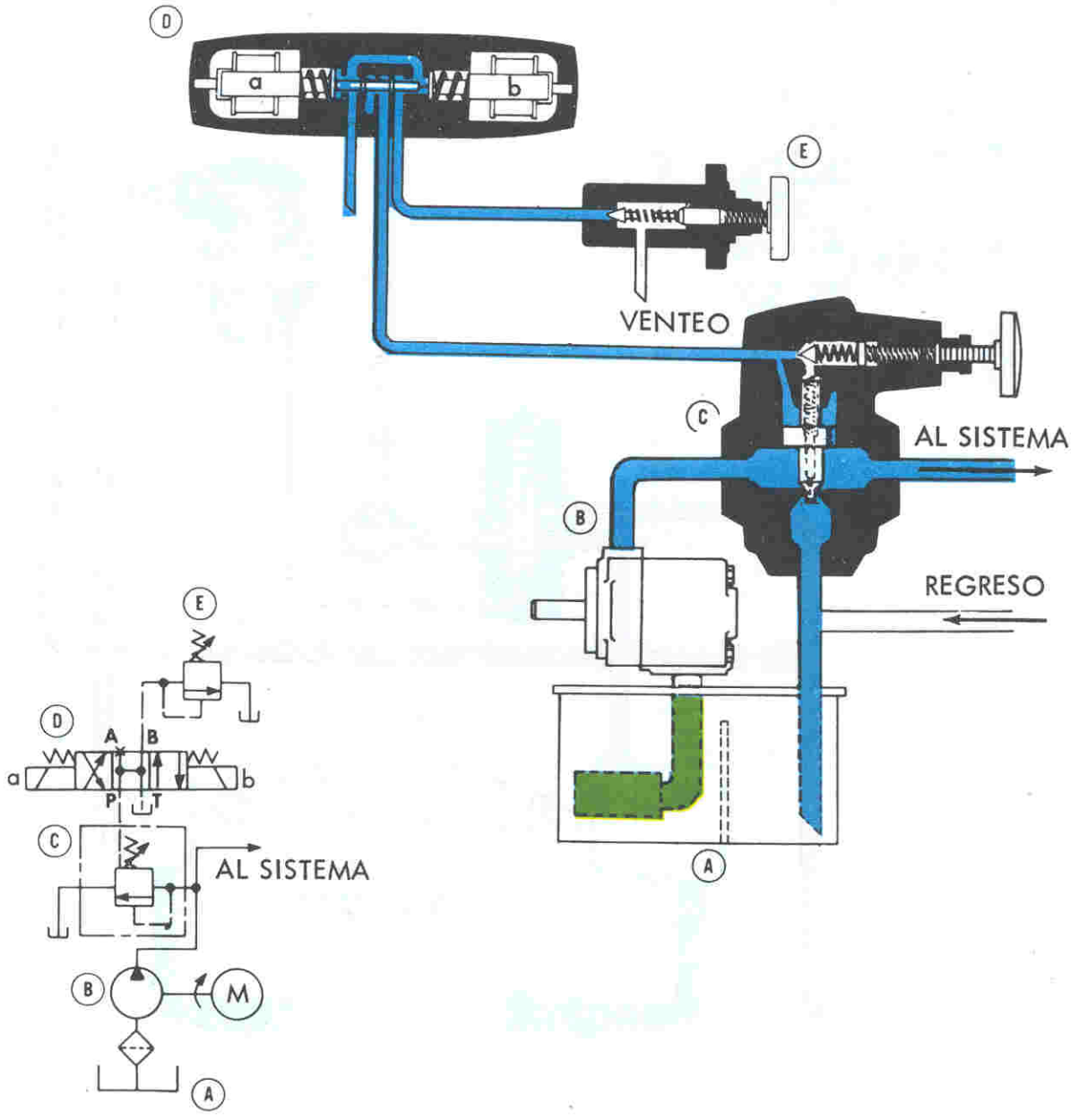
Figura 13-1. Dibujo A – Circuito de Descarga – Operación a Baja Presión.



OPERACION DE ALTA PRESION

La presión del sistema es menor que la del ajuste de la válvula de alivio (E) y más alta que el ajuste de la válvula de descarga (C). La válvula (E) está en su posición normalmente cerrada y la válvula (C) se mantiene abierta por la presión del sistema. El abastecimiento de la bomba (B) es dirigido dentro del sistema a través de (E). La válvula check (D) está cerrada y el abastecimiento de la bomba (A) regresa libremente al tanque a través de (C).

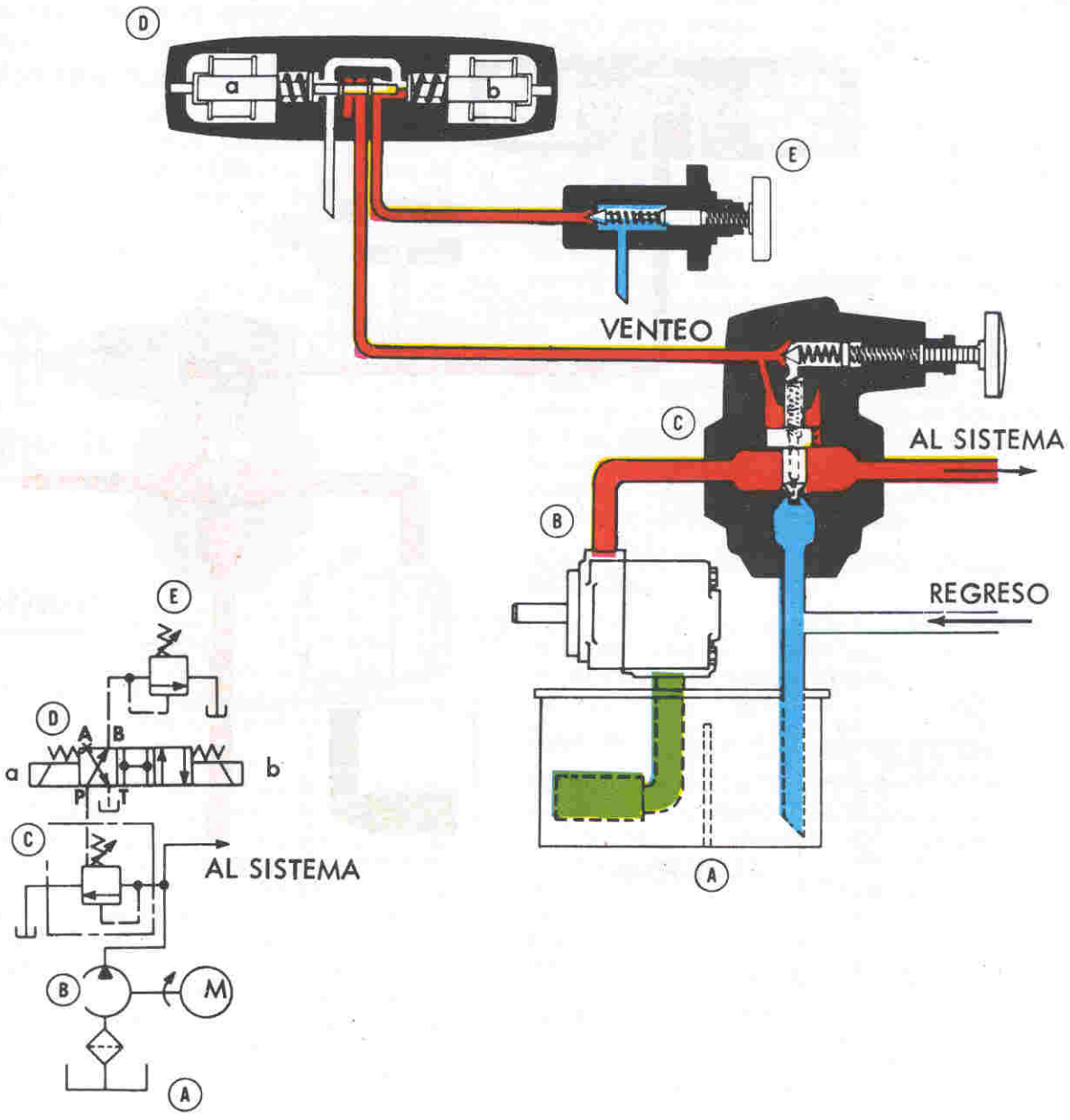
Figura 13-1. Dibujo B – Circuito de Descarga Operación a Alta Presión.



VENTEO

Ambos solenoides de la válvula direccional (D) están desenergizados. El carrete de (D) es centrado por resortes y conecta todos los orificios de (D) al tanque. Entonces la conexión venteadora de la válvula de alivio (C) es abierta al tanque a través de (D) y el abastecimiento de la bomba (B) descarga al tanque a través de (C).

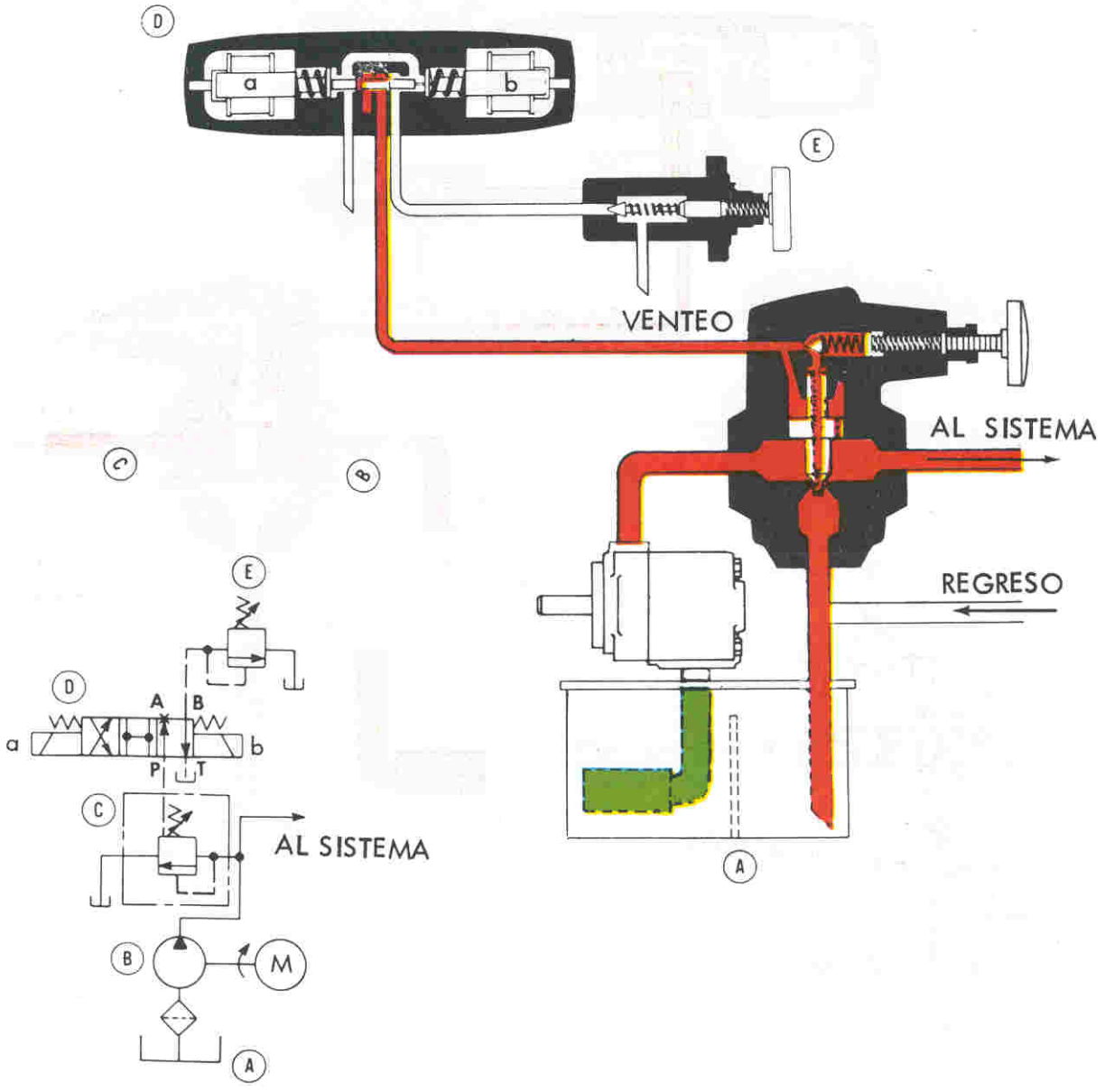
Figura 13-2. Dibujo A – Dos Presiones Máximas más Venteo – Operación Venteado.



PRESION INTERMEDIA

El solenoide "a" de la válvula direccional (D) se mantiene energizado. El carrete de (D) es posicionado para conectar el venteo de la válvula de alivio (C) con el orificio de presión a la válvula de alivio de control a distancia (E). La presión del sistema está limitada por (E) la cual controla a distancia a (C).

Figura 13-2. Dibujo B – Dos Presiones Máximas más Ventilación – Presión Intermedia.



MAXIMA PRESION ALTA

El solenoide "b" de la válvula direccional (D) se mantiene energizada. El carrete de (D) es cambiado para conectar el venteo de la válvula de alivio (C) a un orificio tapado en (D). La presión del sistema es limitada por (C).

Figura 13-2. Dibujo C – Dos Presiones Máximas más Venteo – Alta Presión.

direccional es energizado. El carrete se cambia para conectar el orificio de venteo de la válvula de alivio a un "punto muerto" en contra del orificio tapado en la válvula direccional. La válvula de alivio ahora funciona en el ajuste de su sección piloto integral.

VENTEO AUTOMATICO AL FINAL DEL CICLO

En los sistemas en donde no es necesario mantener la presión al final del ciclo, es posible descargar la bomba al ventear automáticamente la válvula de alivio. La figura 13-3 muestra ese sistema usando una válvula piloto operada con una leva para ventear la válvula de alivio.

Extendiéndose Media-Carrera (Dibujo A).

El ciclo de la máquina empieza cuando el solenoide de la válvula direccional posicionada por resorte es energizado. La salida de la bomba es dirigida al extremo de la tapa del cilindro. La línea de venteo que viene de la válvula direccional es obstruida en la válvula piloto operada por leva. (nótese que la válvula piloto tiene sólo dos pasos de flujo en lugar de los cuatro acostumbrados).

Retrocediendo Media Carrera (Dibujo B).

Al final de la extensión de la carrera el interruptor límite hace contacto por medio de la leva en el vástago del cilindro, abriendo el circuito del solenoide. La válvula direccional se cambia para retroceder el cilindro. La conexión de venteo de la válvula de alivio aún está obstaculizado.

Paro Automático (Dibujo C).

Al final de la carrera de regreso, la leva en el cilindro abre la válvula piloto venteadora. El orificio de venteo de la válvula de alivio es conectado a la línea que viene del extremo de la tapa del cilindro, y la válvula de alivio es venteada a través del de la válvula check en línea, la válvula direccional y la válvula check de ángulo recto. La presión piloto para la válvula direccional se mantiene a un valor determinado por las cargas del resorte en el pistón balanceado de la válvula de alivio, la línea de venteo de la válvula check, y la válvula check de la línea del tanque. (En este circuito un resorte de alto venteo en la válvula de alivio podría eliminar la necesidad de la válvula check de ángulo recto).

Botón Arrancador (Dibujo D).

Cuando se oprime el botón arrancador se energiza al solenoide; la válvula direccional se cambia para dirigir la salida de la bomba dentro del extremo del cabezal del cilindro. Esto ocasiona que la válvula check en la línea de venteo cierre, suprimiendo el venteo de la válvula de alivio. Otra vez se eleva la presión y se repite el ciclo.

SISTEMA ACUMULADOR - BOMBA CON DESCARGA – CONTROL ELECTRICO.

En un circuito cargado por acumulador, la bomba es descargada cuando se alcanza la presión de preajuste y entra otra vez para recargar el acumulador cuando la presión cae a un mínimo predeterminado.

Una válvula direccional posicionada por resorte (Fig. 13-4), actuada por un interruptor de presión, se usa para ventear o no ventear la válvula de alivio según como se requiera.

Cargando (Dibujo A)

Los dos interruptores micro del interruptor de presión se interconectan a un relevador eléctrico de tal modo que en un ajuste de baja presión, el solenoide se energiza y la conexión de venteo de la válvula de alivio se obstruye. La descarga de la bomba fluye a través de la válvula de alivio y la válvula check hasta el sistema en donde el flúido carga al acumulador.

Descargando (Dibujo B).

Cuando la presión alcanza el ajuste máximo del interruptor de presión el solenoide es desenergizado y la válvula de alivio es venteada para así descargar la bomba al tanque. La válvula check se cierra para evitar el flujo, su retroceso del acumulador y mantener la presión en el sistema.

Acumulador – Bomba Descargando – Control Hidráulico.

Otro medio de descargar la bomba en un circuito de acumulador es a través del uso de una válvula de descarga de acción directa, mostrada en la Fig. 13-5.

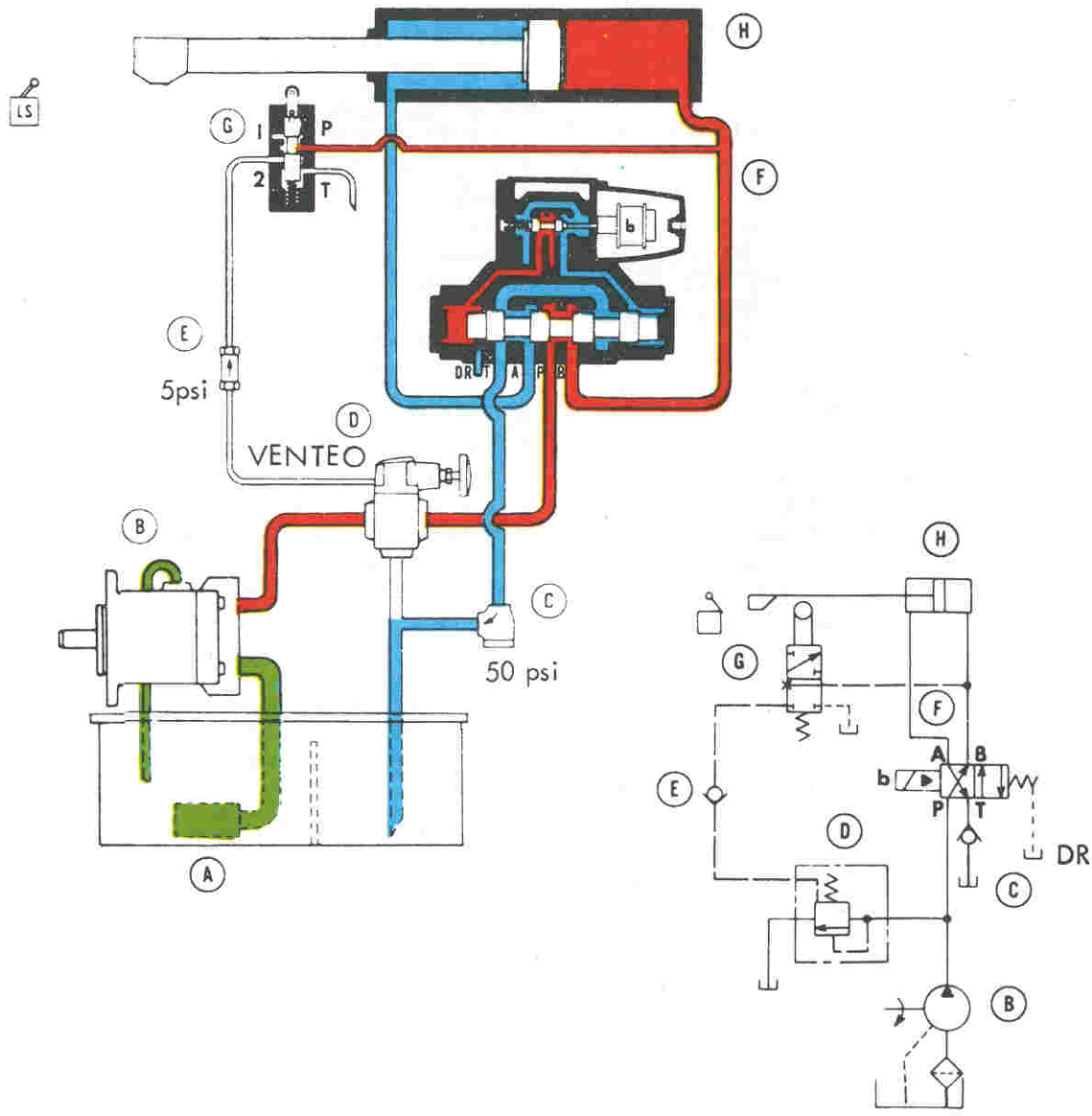
Cargando (Dibujo A).

En la condición de "corte interior" o "cargando la sección descargadora de la válvula de descarga está cerrada y la válvula check integral permite que el flujo de la bomba sea dirigido al sistema. Cuando la demanda del sistema es menor que el promedio del abastecimiento de la bomba, el flujo es dirigido dentro del acumulador y la presión del sistema aumenta.

Descargando (Dibujo B).

Cuando la presión que va aumentando alcanza el valor de ajustado de la válvula de descarga, ésta ocasiona que se abra rápidamente y la válvula check integral se cierra inmediatamente. El abastecimiento de la bomba regresa libremente al tanque a través de la sección descargadora de la válvula de descarga, y la válvula check integrada permite sostener la presión del sistema por medio del acumulador.

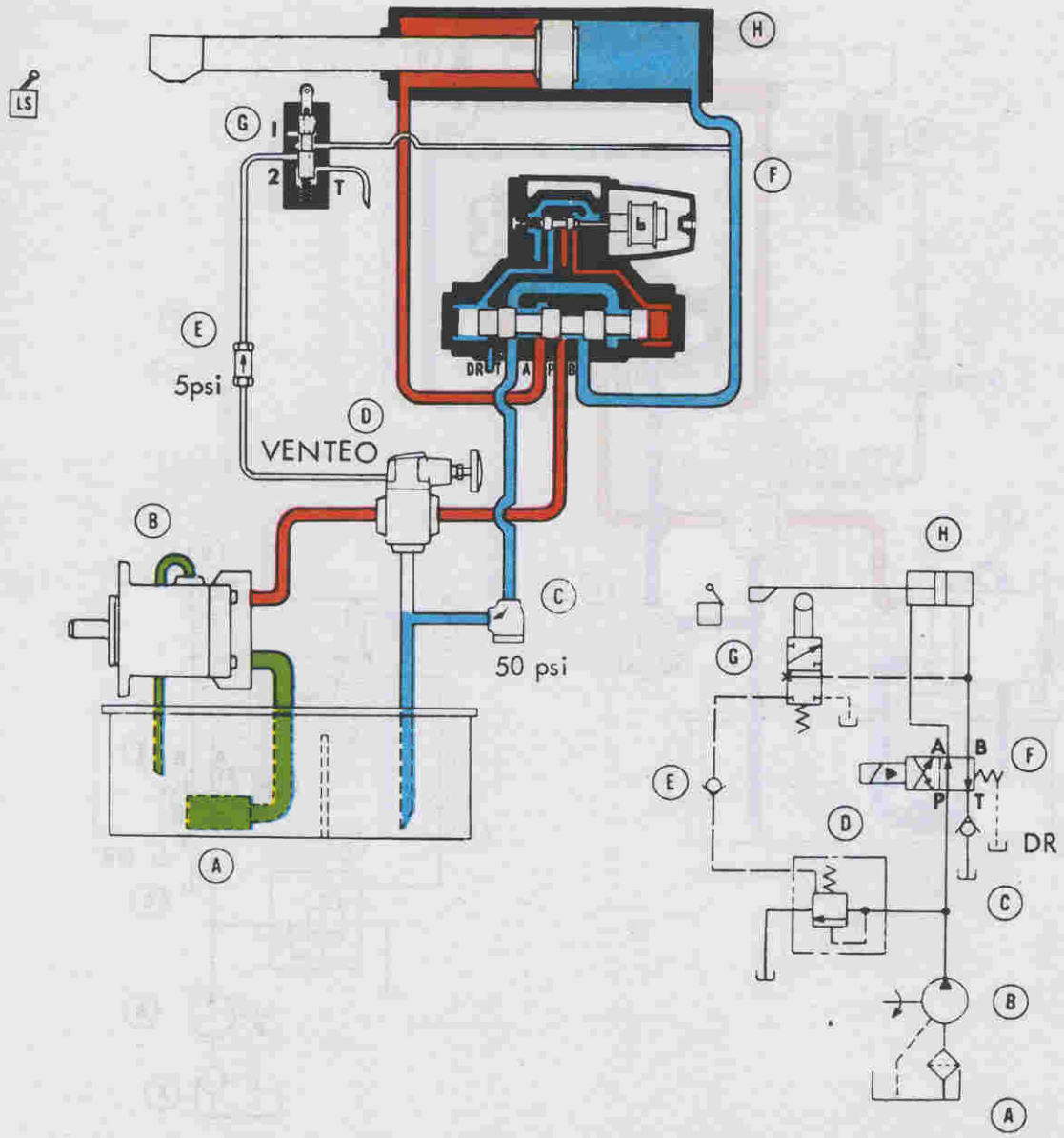
Cuando parte del aceite se toma del acumulador, ya sea para hacer un trabajo o debido a las fugas del sistema, la presión disminuye. Cuando la presión que está disminuyendo alcanza un porcentaje predeterminado del ajuste de la válvula de descarga, la sección descargadora rápidamente se cierra y el sistema se invierte a la condición mostrada en el dibujo A.



CARRERA EXTENDIDA A LA MITAD

El solenoide "B" de la válvula (F) se mantiene energizado durante la extensión de la carrera. La línea venteada de la válvula (B) está obstruida en la válvula (G). El abastecimiento de la bomba (B) es dirigido a través de (F) dentro del extremo de la cabeza del cilindro (H). La descarga del extremo del vástago (H) fluye al tanque a través de las válvulas (F) y (C).

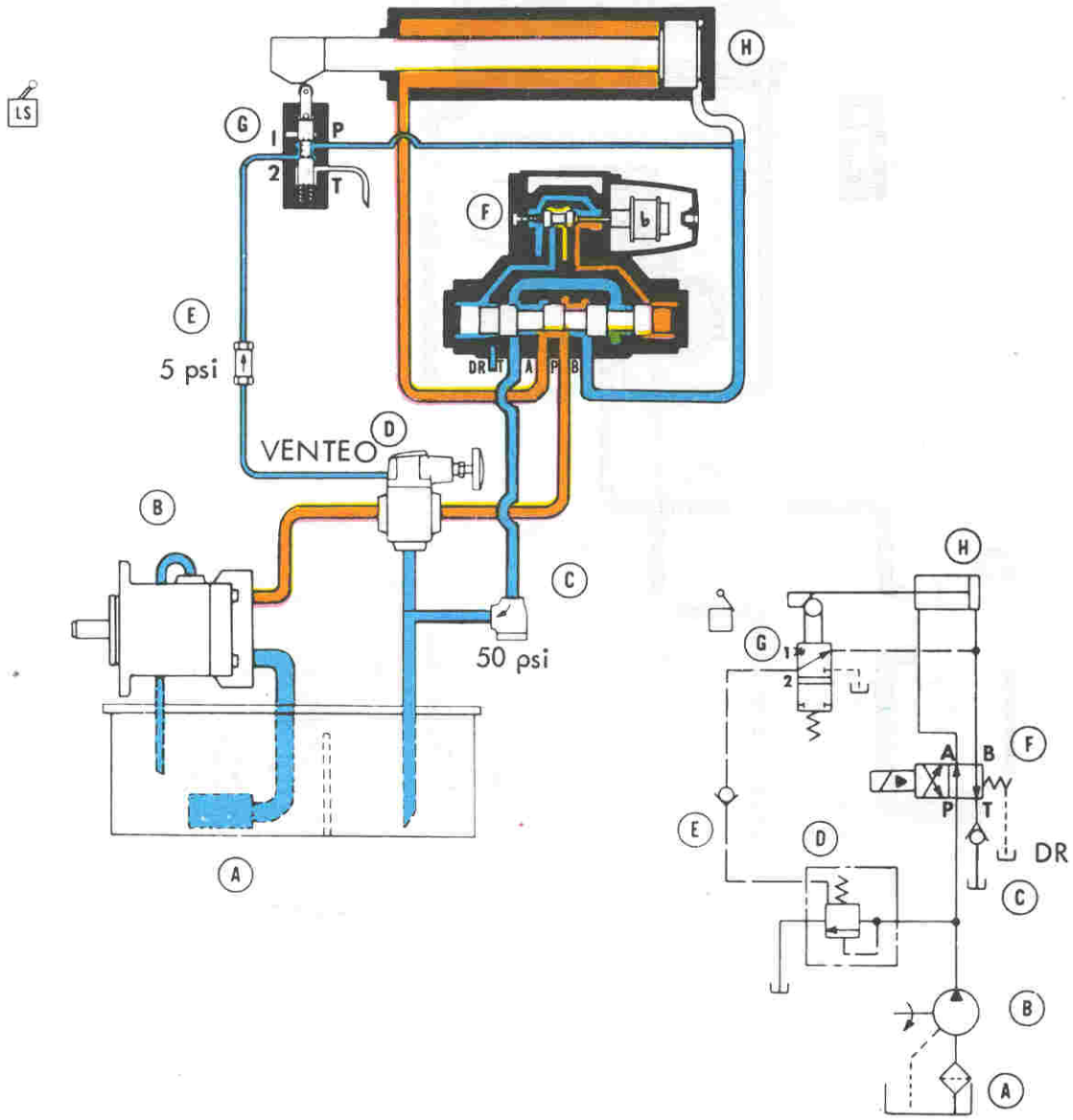
Figura 13-3. Dibujo A – Venteo Automático al Final del Ciclo – Operación Extendida.



MEDIA CARRERA DE REGRESO

Al final de la carrera de extensión, la leva en el cilindro (H) que conecta al interruptor de Límite LS. Esto hace que el solenoide "B" de la válvula (F) se desenergiza. El carrete de la válvula (F) se cambia a la posición determinada por el resorte y dirige el abastecimiento de la bomba (B) dentro del extremo del vástago (H). La descarga del extremo de la cabeza (H) fluye al tanque a través de las válvulas (F) y (C).

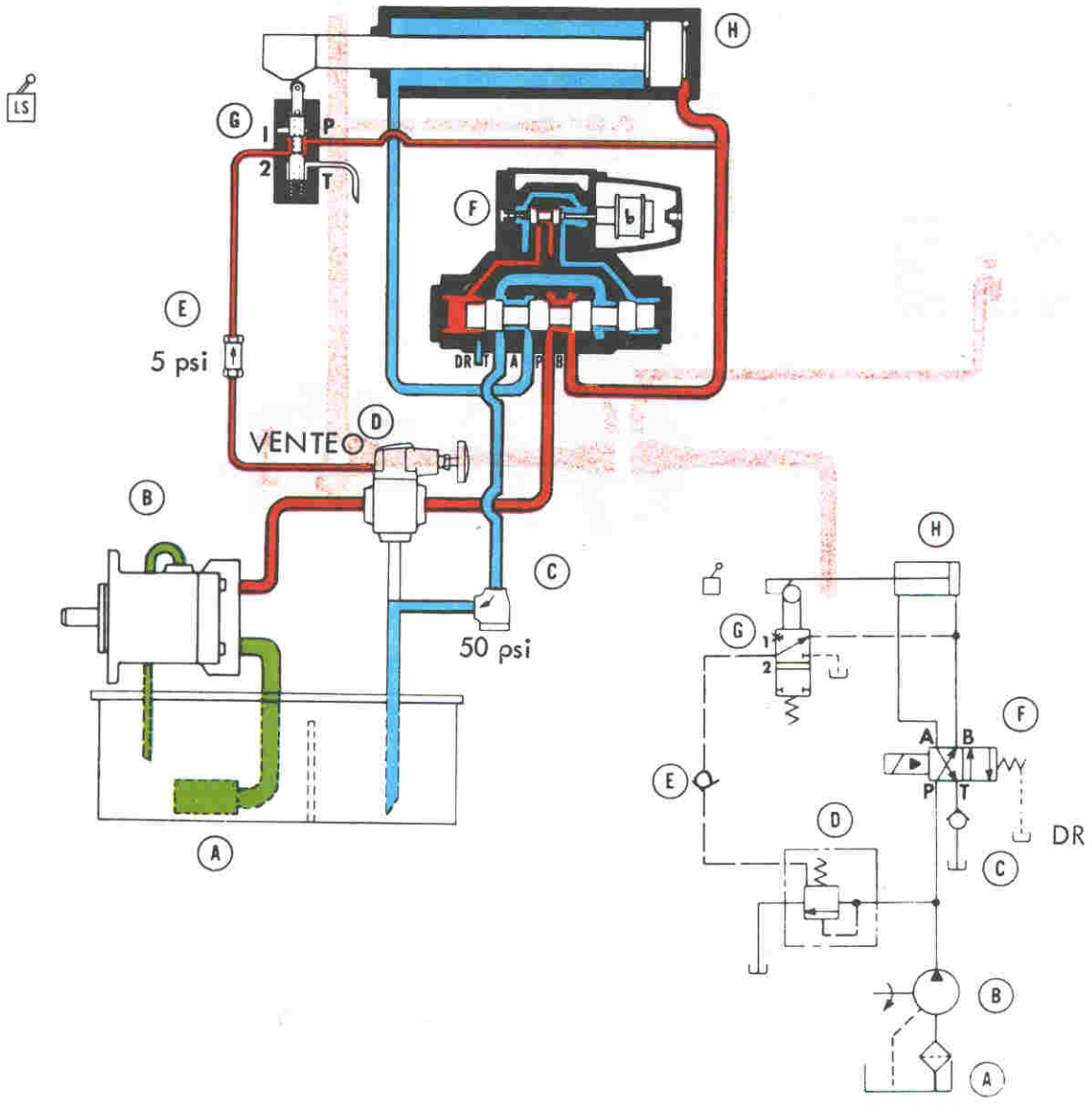
Figura 13-3. Dibujo B - Venteo Automático al Final del Ciclo – Operación de Regreso.



PARO AUTOMATICO

Al final del regreso total de la carrera, la leva en el cilindro (H) suelta la válvula (G). La válvula (D) es ahora venteada a través de las válvulas (E), (G), (F) y (C). El abastecimiento de la bomba (B) regresa al tanque a través de la válvula (D) en presión baja. La presión cae a través de (C) asegurando la presión piloto para la operación de (F).

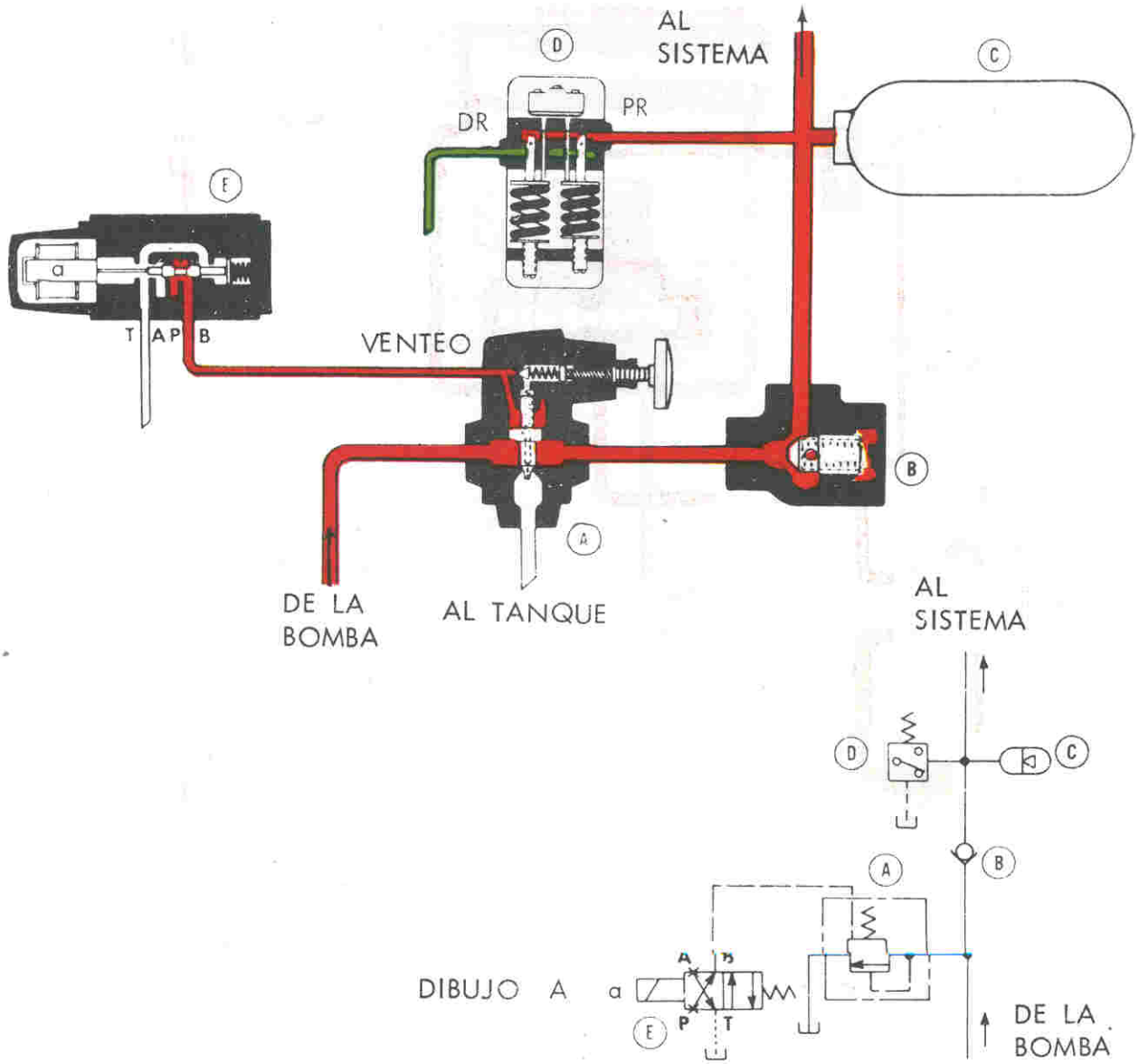
Figura 13-3. Dibujo C – Venteo Automático al Final del Ciclo – Paro Automático.



ARRANQUE AL EMPUJAR UN BOTON

Al operar un botón de arranque hace que el solenoide "B" de la válvula (F) se mantenga energizado. El (F) carrete se cambia para conectar el extremo de la cabeza del cilindro (H) a la bomba (B), y el extremo del vástago (H) al tanque. El flujo piloto del venteo de (D) se para y la válvula check (E) se cierra. La presión se equilibra a través del agujero balanceador en el hidrostato de (D) haciendo que éste empiece a cerrarse. La aceleración de (H) sucede cuando se va cerrando el hidrostato de (D).

Figura 13-3. Dibujo D – Venteo Automático al Final del Ciclo – Arranque al Empujar un Boton.

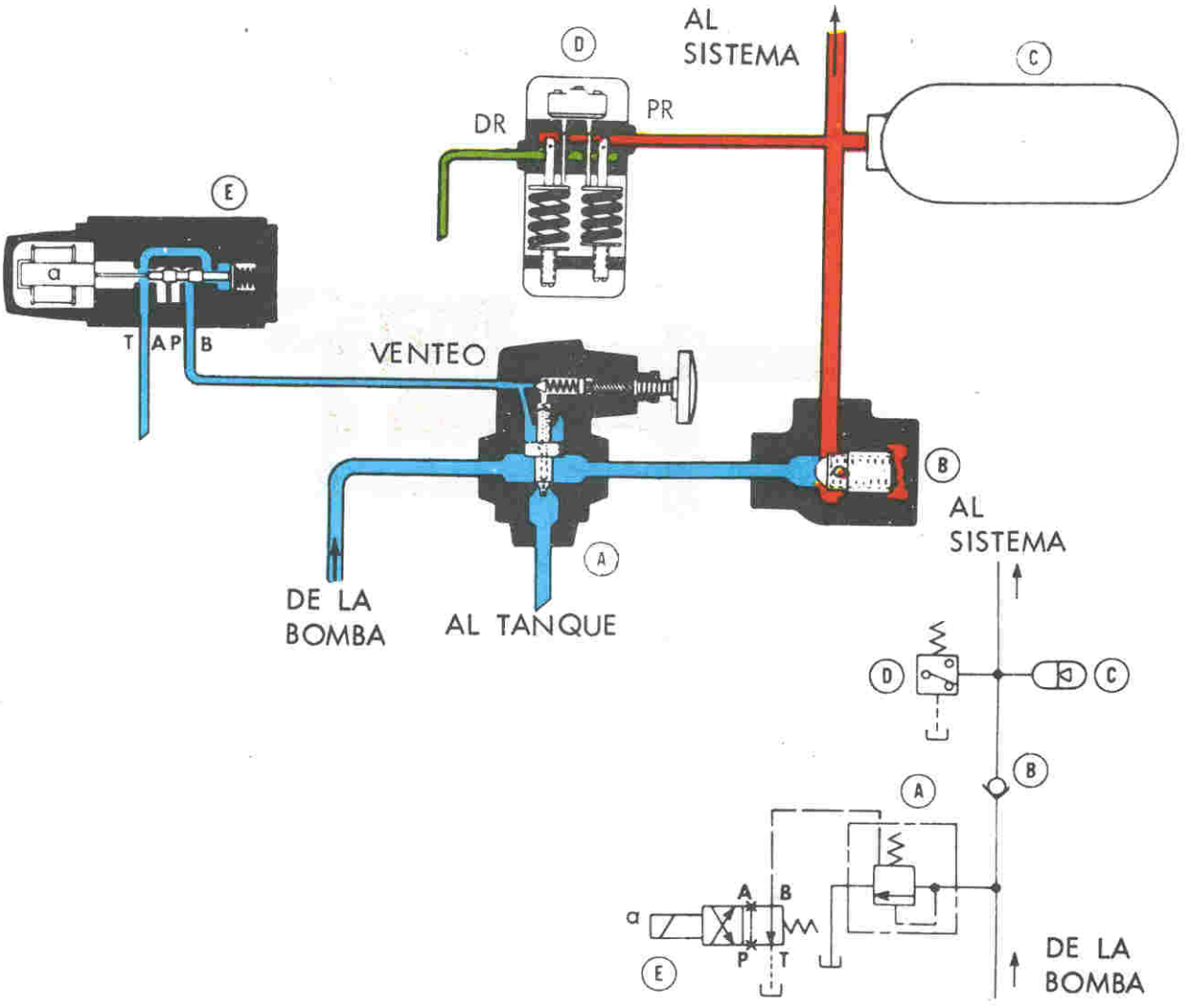


Se puede usar un acumulador para aumentar el abastecimiento de la bomba o para hacer una operación de detención. Este circuito muestra un método para descargar la bomba cuando el acumulador está completamente cargado. Este consiste en una válvula de alivio (A), una válvula check (B), un acumulador (C), un interruptor de presión dual (D) y una válvula direccional (E). El ajuste de presión en (A) es mayor que el ajuste alto de (D).

El circuito de control eléctrico hace las siguientes operaciones: 1) energiza el solenoide (Ea) cuando se arranca el motor de la bomba; 2) desenergiza (Ea) cuando la presión del sistema alcanza el ajuste alto del interruptor de presión (D); 3) energiza (Ea) cuando se reduce la presión del sistema al ajuste del interruptor de presión (D); 4) desenergiza (Ea) cuando se para el motor de la bomba.

El dibujo A muestra la condición del circuito cuando la presión del sistema es menor que el ajuste del interruptor de presión (D). El solenoide (Ea) es energizado para que cambie la válvula (E) y obstruya la puerta de venteo de la válvula (A). El venteo de la válvula (A) es cerrado y el abastecimiento de la bomba es dirigido a través de la válvula (B) dentro del sistema. El acumulador (C) es cargado con flúido si la demanda volumétrica del sistema es menor que el porcentaje del abastecimiento de la bomba.

Figura 13-4. Dibujo A – El Acumulador de la Bomba Descargando (Control Eléctrico) – Cargando.



DIBUJO B

El dibujo B nos muestra la condición del circuito cuando el acumulador (C) es cargado y la presión del sistema ha alcanzado el ajuste alto del interruptor de presión (D). El solenoide (Ea) es desenergizado para ventear la válvula (A). La bomba es descargada, su abastecimiento es regresado libremente al tanque a través de la válvula (A). La válvula check (B) se cierra para permitir al acumulador (C) que mantenga la presión y conservar un abastecimiento de volumen en el sistema.

Se continúa cargando y descargando hasta que el motor de la bomba es parado. El interruptor de presión dual da los medios para ajustar el rango de presión entre la "carga" y la "descarga" de la bomba. El ajuste alto del interruptor de presión (D) es el control de la presión máxima para el sistema con una protección la cual la dá la válvula (A).

Figura 13-4. Dibujo B – Descargando el Acumulador de la Bomba (Control Eléctrico) – Descargando.

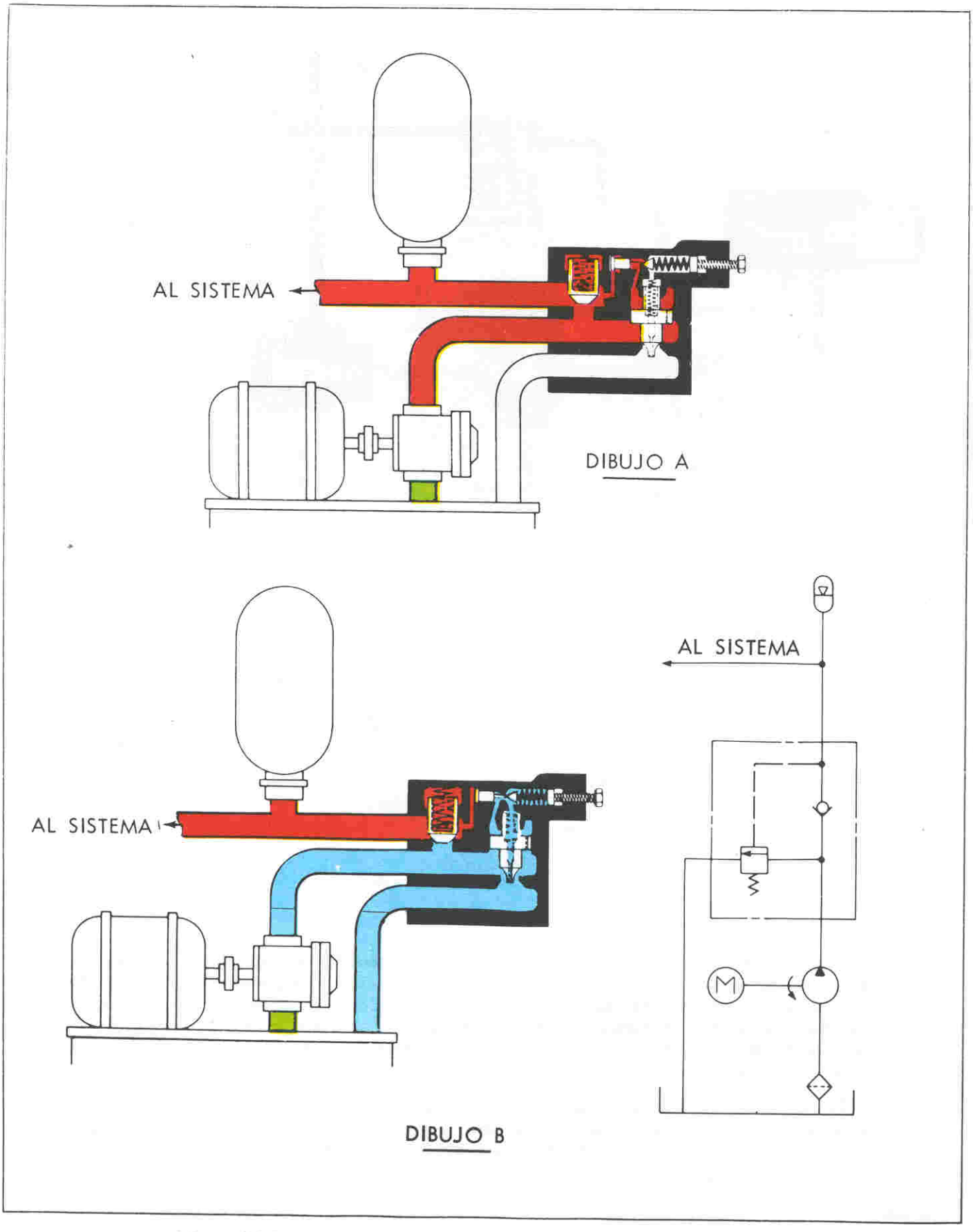


Figura 13-5. Descargando la Bomba con el Acumulador (Control Hidráulico).

CIRCUITOS DE SEGURIDAD DEL ACUMULADOR.

Seguridad en el Acumulador Sangrado

El circuito en la Figura 13-6 es usado para sangrar automáticamente un acumulador cargado cuando la bomba es apagada para evitar operaciones accidentales de un actuador, o, para poder abrir el sistema con seguridad para darle servicio. El sangrado se logra a través de una válvula direccional de posicionado por resorte y una restricción fija.

El solenoide de la válvula direccional es actuado por el primer interruptor que se mueve para que así se energice el solenoide cuando la bomba es arrancada (Dibujo A). Esto obstruye el pasaje de sangrado durante una operación normal.

Cuando la bomba es apagada (Dibujo B) el resorte del carrete cambia la posición de la válvula direccional y abre el acumulador al tanque a través de la restricción.

La válvula manual mostrada es la que se usa para controlar el porcentaje de descarga del acumulador al sistema. El alivio auxiliar es ajustado un poco más alto que la válvula de alivio del sistema y limita que aumente la presión por la expansión del gas cargado con el calor.

El acumulador debe tener un separador por ejemplo: diafragma, una bolsa o un pistón para evitar la pérdida de gas precargado, cada vez que la máquina es parada.

Circuito de Seguridad Bloqueando el Acumulador.

También es posible bloquear un acumulador cargado para permitir dar servicio en el sistema sin perder la energía acumulada. Este método (Fig. 13-7) usa una válvula direccional de posicionada por resorte para controlar a la válvula check operada por piloto. Otra vez, el solenoide de la válvula direccional está unido al control del primero que se mueva.

Cuando se arranca la bomba (Dibujo A) el solenoide es energizado y la válvula direccional manda presión piloto para abrir la válvula check, permitiendo así que el flujo entre y salga del acumulador.

Al parar la bomba (Dibujo B) se desenergiza el solenoide. La válvula direccional ventea a la línea piloto de la válvula check. La válvula check se cierra para aislar al acumulador del sistema y permitiendo a éste mantener su aceite bajo presión.

Una pequeña válvula de aguja es usada solamente para drenar el aceite del acumulador antes de rellenar con el gas de precarga. La válvula manual grande y la válvula de alivio auxiliar hacen las mismas funciones que en el sistema de sangrado.

CIRCUITOS RECIPROCANTES.

Los circuitos reciprocantes convencionales usa una válvula direccional de cuatro pasos conectada directamente al cilindro o al motor para suministrar movimientos reversibles. La velocidad de regreso es más rápida que el de avance debido al volumen del vástago; cuando se está usando un cilindro diferencial.

Un circuito regenerativo es un acoplamiento reciprocante no-convencional, en donde el aceite que viene del extremo del vástago del cilindro es dirigido al extremo del cabezal para aumentar la velocidad.

Avance Regenerativo.

Lo principal de un circuito regenerativo se muestra en la Figura 13-8. Nótese que el orificio "B" en la válvula direccional el cual convencionalmente es conectado al cilindro está tapado y el extremo del vástago del cilindro está conectado directamente a la línea de presión. Con la válvula cambiada para conectar el orificio "P" al extremo del cabezal (Dibujo A), el flujo que sale del extremo del vástago se une al abastecimiento de la bomba para aumentar la velocidad del cilindro. En la situación de regreso (Dibujo B), el flujo que viene de la bomba va directamente al extremo del vástago.

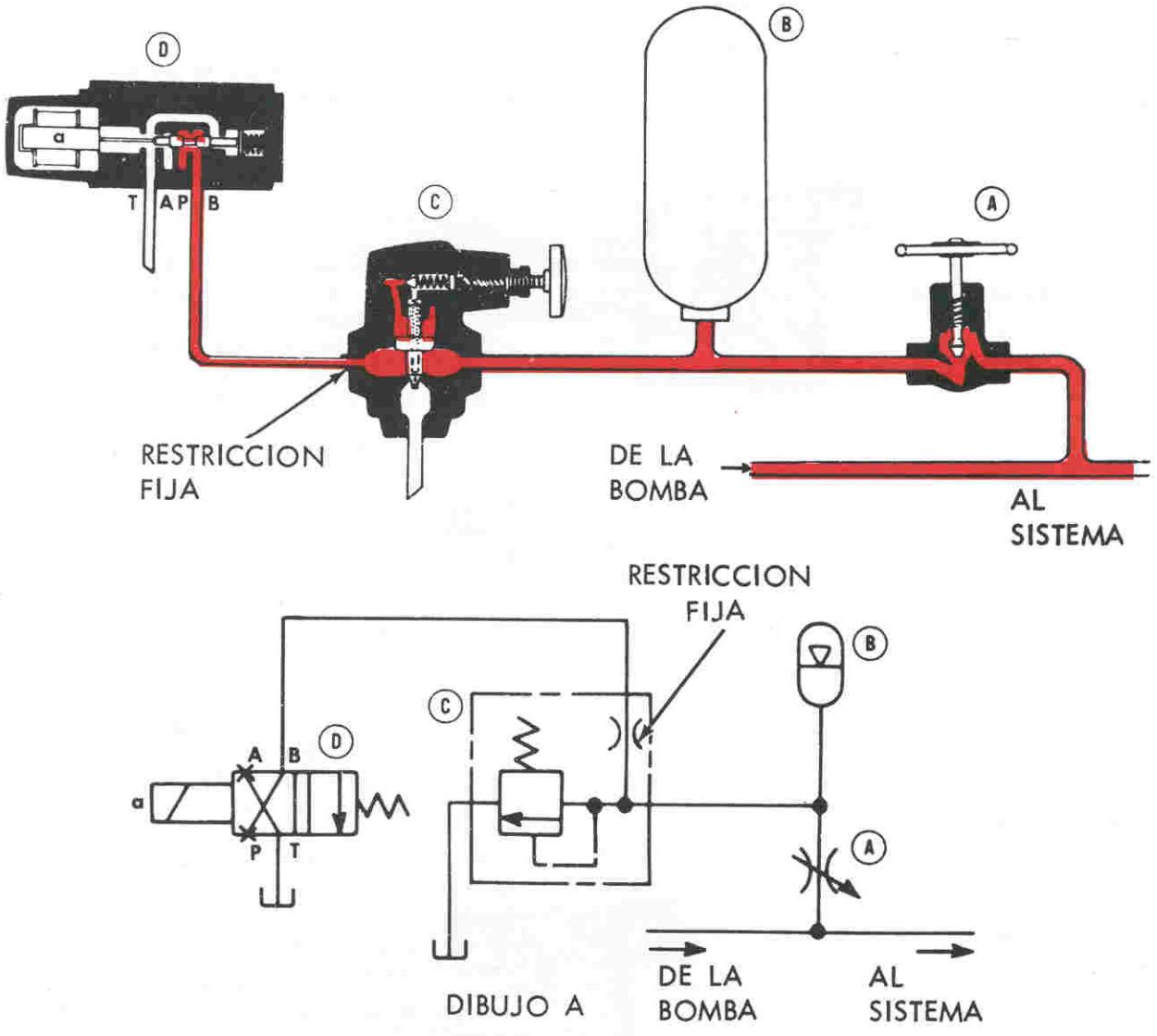
El flujo expulsado que viene del extremo del cabezal regresa al tanque como convencionalmente a través de la válvula direccional.

Si la relación del área del extremo del cabezal a la del área del extremo del vástago en el cilindro es 2:1, el cilindro se extenderá y retraerá a la misma velocidad. Sin embargo, la presión durante el avance será el doble de la presión requerida para un sistema convencional. Esto es porque la misma presión en el extremo del vástago es efectiva sobre la mitad del área del extremo del cabezal y se opone al avance del cilindro. Con áreas de radio mayor la velocidad de extensión aumentará proporcionalmente.

Avance Regenerativo con Cambio a Avance Convencional por Presión.

El principio regenerativo también se puede usar para aumentar la velocidad de avance con un cambio a avance convencional para duplicar la fuerza final (Figura 13-9). En este sistema, una válvula de control de presión tipo "R" normalmente cerrada, actuará como tapón del orificio "B" de la direccional durante el avance regenerativo. Cuando se alcanza el ajuste de la presión de la válvula "R", ésta se abre para guiar el aceite que viene del extremo del vástago al tanque a través de la válvula direccional.

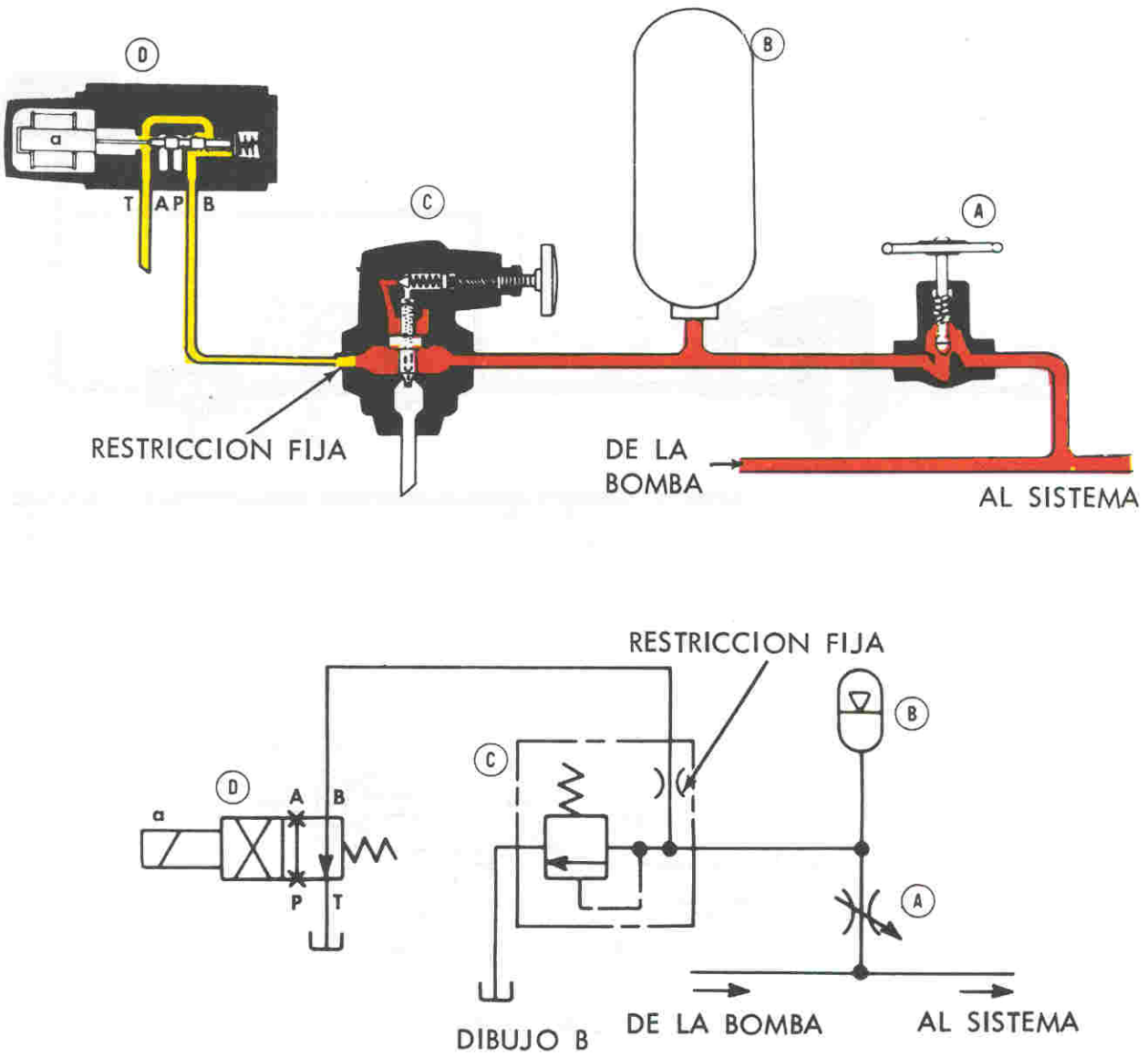
La válvula check de 5 psi permite que el aceite que viene del extremo del vástago del cilindro se una al abastecimiento de la bomba durante el avance regenerativo, pero evita que el abastecimiento de la bomba tome esta ruta al tanque durante el avance convencional.



La carga en el acumulador (B) es automáticamente sangrada para permitir un servicio seguro del sistema cuando el motor de la bomba es parado. El circuito consiste de una válvula de aguja (A), un acumulador (B), una válvula de alivio (C) y una válvula direccional (D). Un circuito de control eléctrico mantiene al solenoide (Da) energizado cuando el motor de la bomba está trabajando y lo desenergiza cuando se para el motor.

El dibujo A nos muestra la condición del circuito durante la operación normal del sistema cuando el motor está trabajando. El solenoide (Da) se energiza para cambiar la válvula (D) y obstruir el flujo que va al tanque del acumulador (B). El acumulador es cargado o descargado a través de la válvula (A) como lo requiera el sistema. La válvula de aguja (A) es usada para controlar el porcentaje de la descarga del acumulador al sistema.

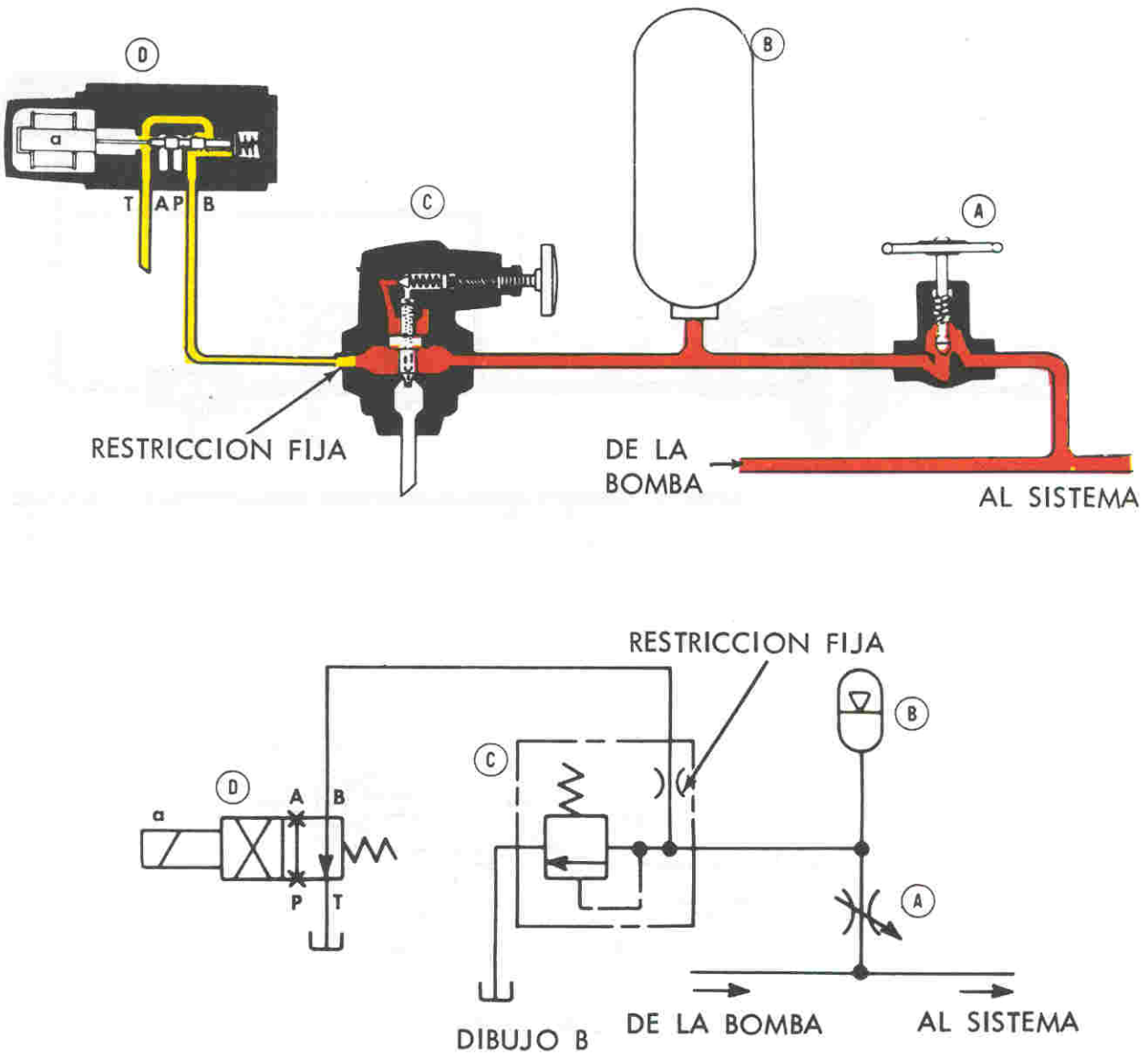
Figura 13-6. Dibujo A – Circuito de Acumulador Sangrado – Operación Normal.



El dibujo B muestra la condición del circuito cuando el motor de la bomba es parado. El solenoide (Da) es desenergizado y la carga en el acumulador (B) es sangrada al tanque a través de la válvula (D). El porcentaje de sangrado es controlado en la restricción fija arreglada en la válvula (C).

La válvula (C) es ajustada un poco más alta que el control de presión máxima y da protección en contra de presión excesiva debido a la expansión térmica.

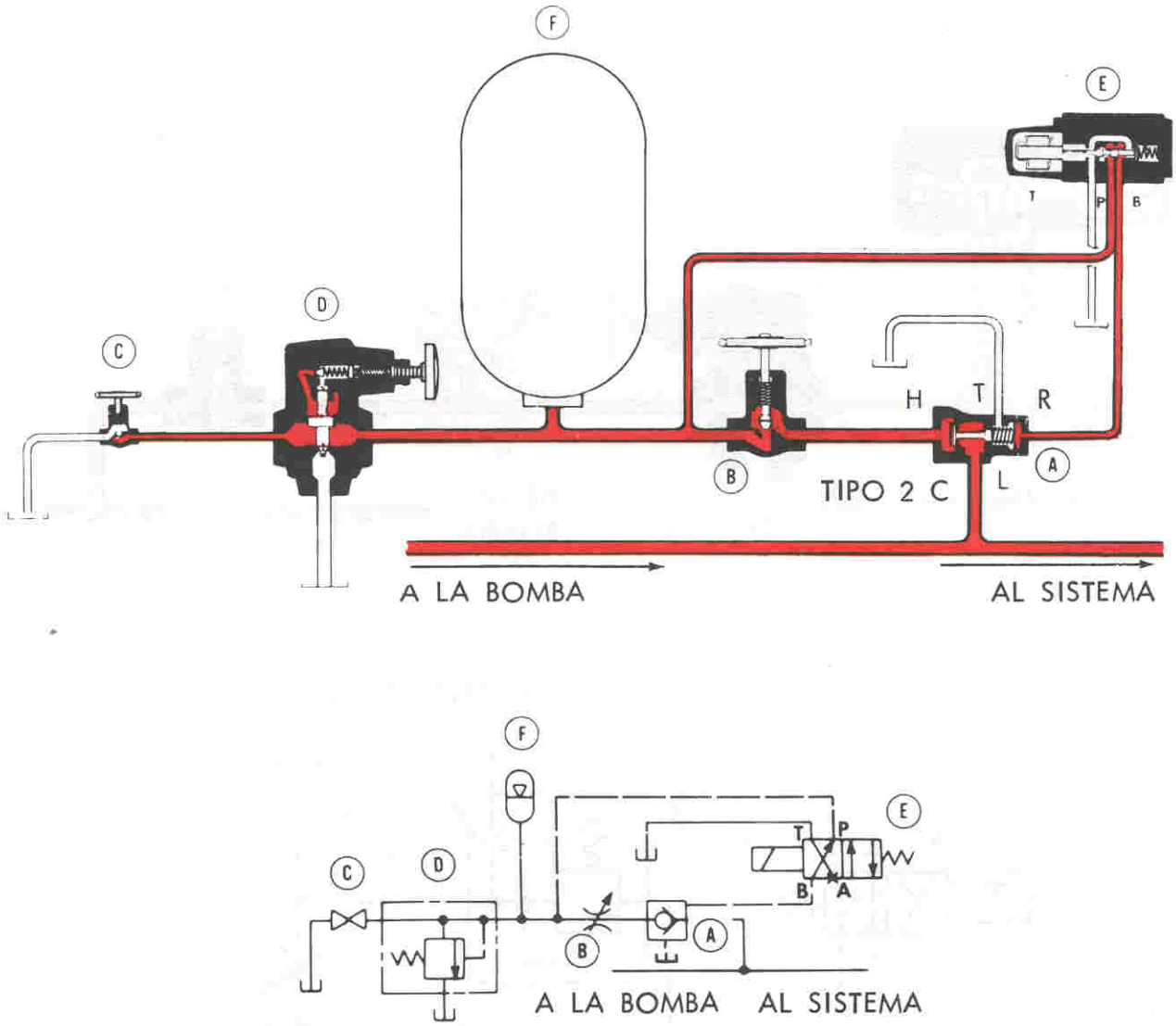
Figura 13-6. Dibujo B – Circuito con Acumulador Sangrado.



El dibujo B muestra la condición del circuito cuando el motor de la bomba es parado. El solenoide (Da) es desenergizado y la carga en el acumulador (B) es sangrada al tanque a través de la válvula (D). El porcentaje de sangrado es controlado en la restricción fija arreglada en la válvula (C).

La válvula (C) es ajustada un poco más alta que el control de presión máxima y da protección en contra de presión excesiva debido a la expansión térmica.

Figura 13-6. Dibujo B – Circuito con Acumulador Sangrado.

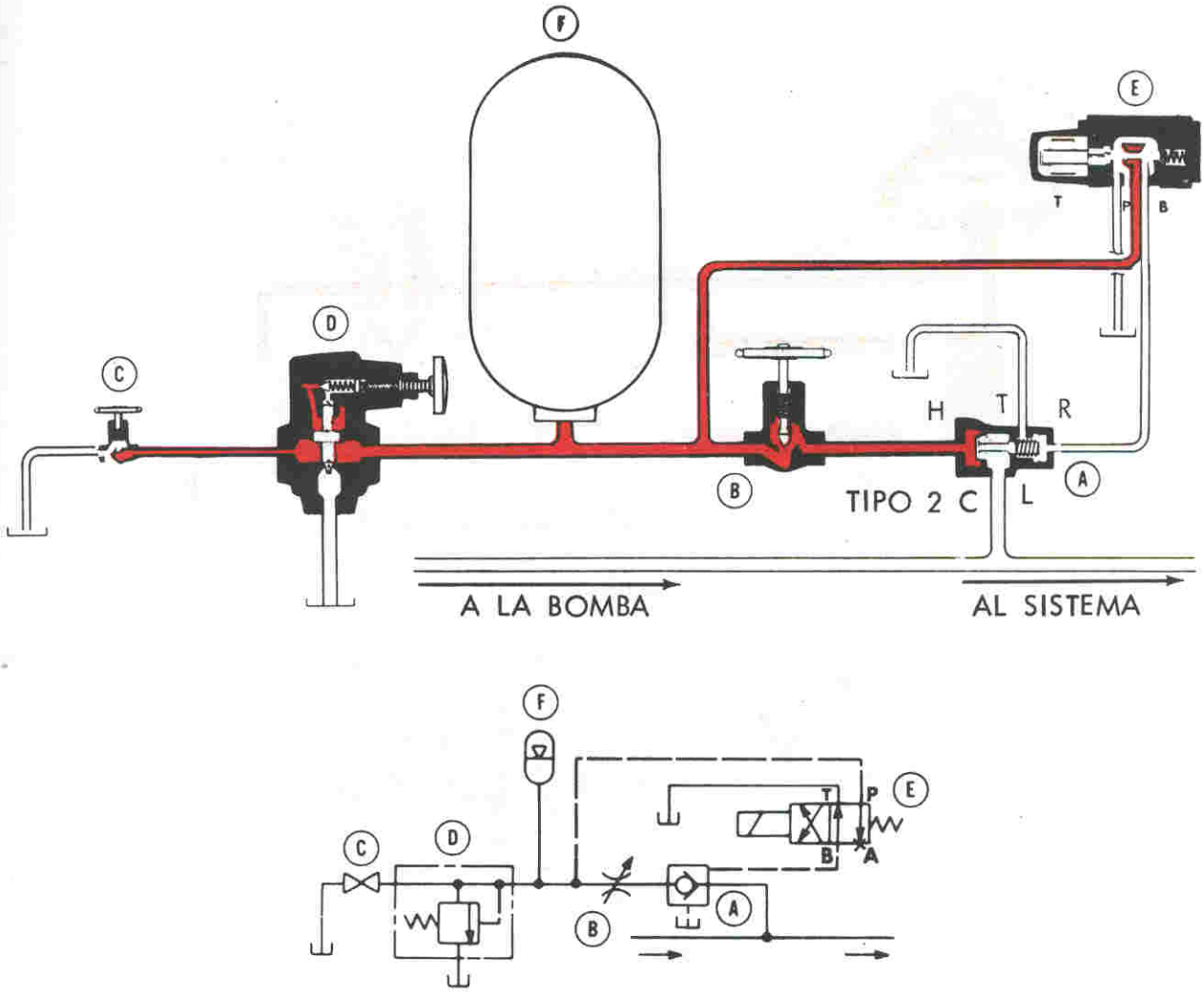


DIBUJO A

El acumulador es aislado automáticamente del sistema hidráulico cuando el motor de la bomba es parado para permitir un servicio seguro de los demás componentes hidráulicos. El circuito consiste de una válvula check operada por piloto (A), una válvula de aguja (B), una válvula de aguja (C), una válvula de alivio (D), una válvula direccional (E) y un acumulador (F). Un circuito de control eléctrico mantiene al solenoide (Ea) energizado cuando el motor de la bomba está trabajando y se desenergiza cuando se para el motor.

El dibujo A nos muestra la condición del circuito durante la operación normal del sistema. El solenoide (Ea) es energizado para cambiar la válvula (E). La presión del sistema actúa sobre la área de control de la válvula (A) manteniéndola abierta. El acumulador (C) es cargado o descargado a través de las válvulas (A) y (B) como lo dicten los requerimientos del sistema. La válvula (B) es usada para controlar el porcentaje de la descarga del acumulador al sistema. La válvula (D) tiene su ajuste un poquito más alto que el del control de presión máxima y da protección en contra de presiones excesivas debido a la expansión térmica.

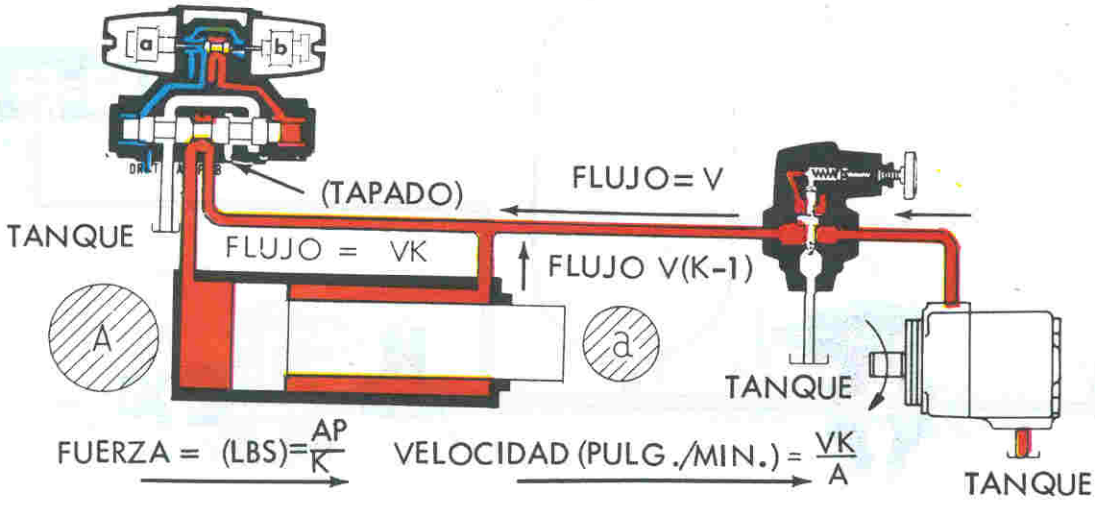
Figura 13-7. Dibujo A – Circuito con el Acumulador Bloqueado – Operación Normal.



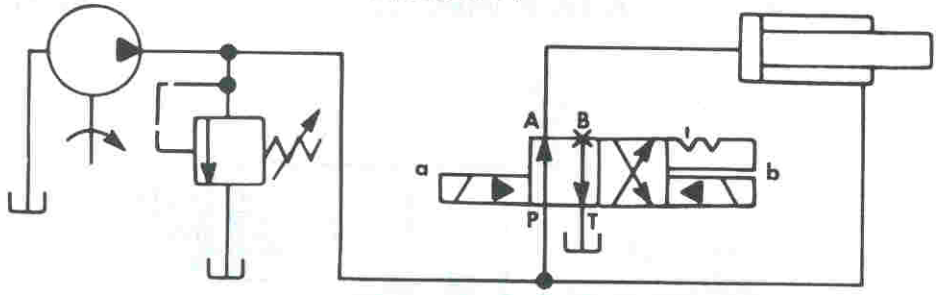
DIBUJO B

El dibujo B nos muestra la condición del circuito cuando el motor de la bomba se para. El solenoide (Ea) es desenergizado y la conexión de la válvula (A) controlada a distancia es conectada al tanque. La presión del acumulador actúa sobre la conexión "H" de la válvula (A) manteniendo a ésta cerrada. El flujo que viene del acumulador (F) al sistema es obstruido. La carga del acumulador (F) puede ser sangrada a tanque a través de la válvula (C).

Figura 13-7. Dibujo B — Circuito con Acumulador Bloqueado — Acumulador Bloqueado.



DIBUJO A



VALORES CONOCIDOS

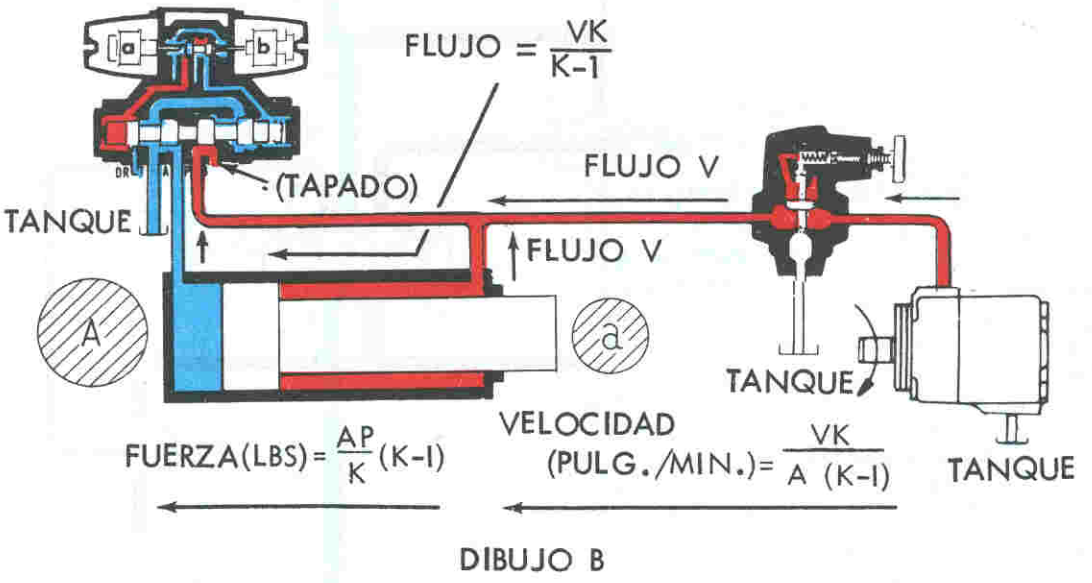
A= AREA DEL CILINDRO (PULG. CUAD.)
a= AREA DEL VASTAGO (PULG. CUAD.)
P = PRESION (P.S.I.)
V = FLUJO DE LA BOMBA (PULG. CUBICAS/MIN.)

Un circuito regenerativo combina el abastecimiento de la bomba con la descarga del extremo del vástago de un cilindro diferencial para obtener una rápida velocidad cuando se está extendiendo.

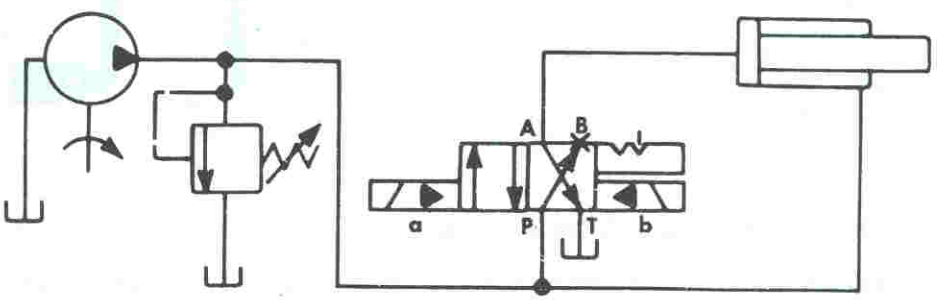
El dibujo A nos muestra la condición del flujo durante el avance regenerativo. El abastecimiento de la bomba y la descarga del extremo del vástago son dirigidos al extremo de la cabeza del cilindro a través de la válvula direccional. Igual presión actúa en la diferencia de las áreas creando una fuerza mayor al extremo de la cabeza para extender el cilindro.

Las fórmulas mostradas son las que se usan para calcular las velocidades, fuerzas y porcentajes de flujo. Estas también necesitan que durante el avance regenerativo, los aumentos de velocidad y disminuciones de fuerza son proporcionales, así como el radio de las áreas aumentadas.

Figura 13-8. Dibujo A – Circuito Regenerativo – Avanzado.

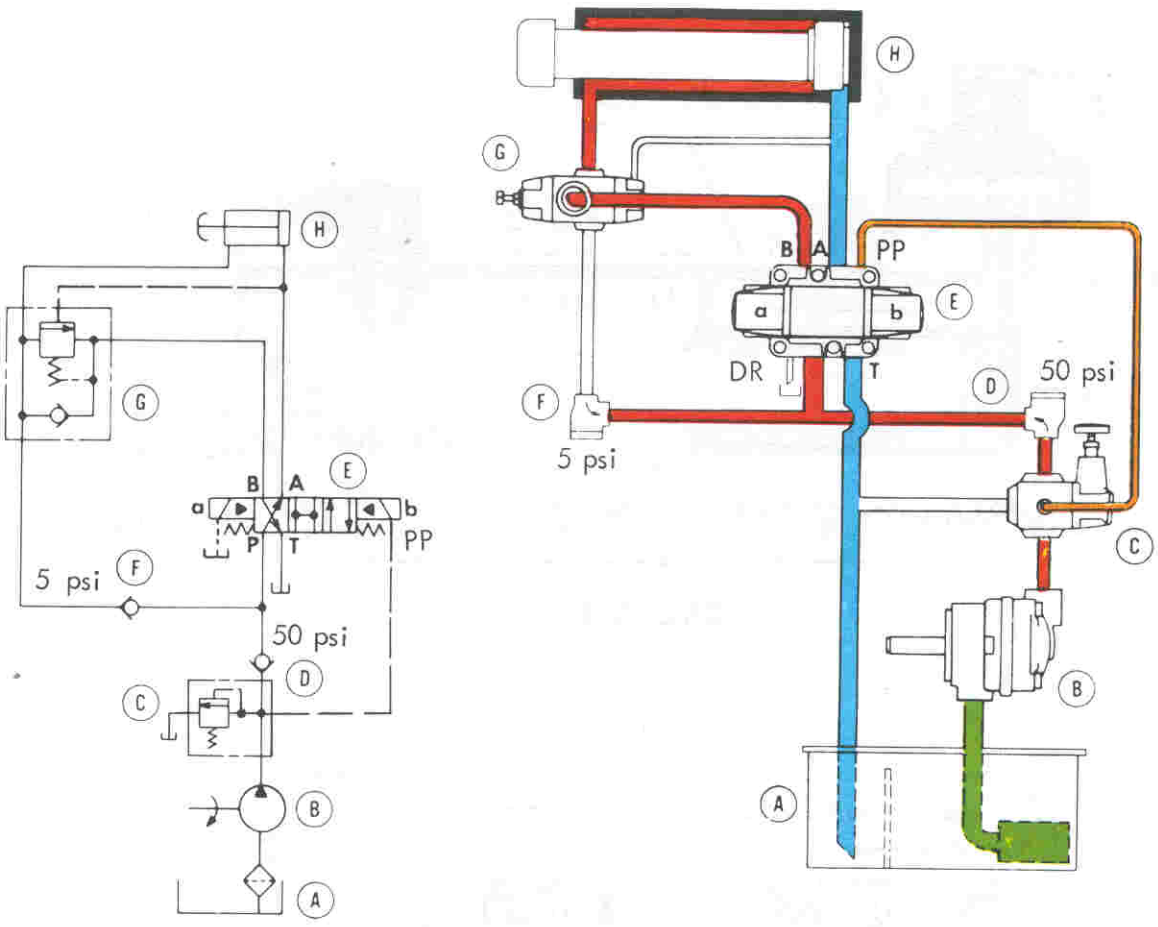


DIBUJO B



El dibujo B nos muestra el flujo nominal que va y viene del cilindro durante el movimiento de regreso. El abastecimiento de la bomba es dirigido al extremo del vástago sólo con el extremo de la cabeza abierto al tanque a través de la válvula direccional. La presión sólo actúa sobre el extremo del vástago.

Figura 13-8. Dibjo B – Circuito Regenerativo – Regresando.



Un cilindro diferencial que tenga una relación de áreas de aproximadamente 2:1 se usa.

Se obtiene un acercamiento rápido cuando, con el solenoide "A" energizado y la presión operante más baja que la del ajuste de la válvula (G), el flujo de la bomba es dirigido dentro del extremo de la cabeza de (H) con la descarga que viene de (H) dirigido a través de las válvulas (G) y (F) para combinarlo con el flujo de la bomba. La velocidad del pistón es determinada por el flujo de la bomba y el volumen anular del cilindro (H).

Cuando se encuentra resistencia al trabajo, el aumento de presión hace que (G) se abra permitiendo que descargue el volumen del extremo del vástago de (H) para que fluya libremente al tanque a través de (G) y (E). El pistón de (H) baja la mitad de su velocidad, pero la fuerza es ahora una función del área completa del pistón y de la máxima presión operante.

Se obtiene el regreso rápido cuando, con el solenoide "B" energizado, el flujo de la bomba es dirigido a través de (E) y de la válvula check integral en (G) dentro del extremo del vástago de (H). La descarga que viene del extremo de la cabeza de (H) pasa libremente al tanque a través de (E). La velocidad del pistón es determinada por el flujo de la bomba y el área anular de (H) y es lo mismo que velocidad de avance.

La válvula (C) limita la presión máxima y da protección contra sobrecargas. La válvula (D) asegura la presión piloto para la operación de (E).

Figura 13-9. Avance Regenerativo con Cambio a Convencional.

Cuando la válvula direccional cambia para que se efectúe el movimiento de regreso del cilindro, la descarga de la bomba pasa a través de la válvula check dentro de la válvula "R" y va al extremo del vástago.

CIRCUITO DE SUJECION Y SECUENCIA.

En muchas de las aplicaciones tales como sujetar una pieza de trabajo y luego maquinarla, es necesario que la operación ocurra en un orden definido y debe de mantenerse la presión en la primera operación mientras que se sucede la segunda. A continuación presentamos dos circuitos de este tipo.

CIRCUITO EN SECUENCIA.

La Figura 13-10 nos muestra el método para obtener el movimiento de la máquina en una secuencia definida, usando una válvula direccional y dos válvulas de secuencia. (La válvula de contrabalance mostrada es usada para controlar el descenso del cilindro vertical).

La secuencia es:

Dibujo A – Cilindro H Extendiéndose.
Dibujo B – Cilindro J Extendiéndose Mientras se Mantiene La Presión En El Cilindro H.
Dibujo C – Cilindro J Regresado.
Dibujo D – Cilindro H Regresado.

Este sistema sólamente se puede utilizar cuando no es necesario sujetar la pieza durante el regreso del cilindro de trabajo. Si es necesario que la pieza sea sujetada hasta que el cilindro de trabajo regrese, se utiliza entonces una segunda válvula direccional, como se muestra en el siguiente circuito.

CIRCUITO DE SUJECION CON PRESION CONTROLADA.

El circuito mostrado en la Figura 13-11 da la secuencia más una presión de sujeción controlada, la cual se puede mantener mientras el cilindro de Trabajo está avanzando y regresando. La secuencia de la operación es así:

Oprimiendo el botón de arranque se posiciona la válvula direccional y el cilindro de sujeción se extiende.

Cuando el cilindro de sujeción hace contacto con la pieza a trabajar un interruptor límite actúa al solenoide de la válvula direccional 2, para iniciar la carrera de trabajo. La válvula de secuencia asegura que la presión de sujeción se mantenga a un mínimo predeterminado durante la carrera de trabajo. La válvula reductora de presión limita la presión sujetadora a un máximo seguro cuando se demande mayor presión en la carrera de trabajo. Controles eléctricos adicionales pueden regresar la válvula direccional del cilindro de trabajo, mientras la presión se mantiene en el sujetador.

El sujetador se abre después de que el cilindro de trabajo esté completamente en su lugar.

CIRCUITO DE CONTRABALANCE.

Un circuito típico de contrabalance tipo "RC" (Figura 13-12) es el que se usa para operar un cilindro vertical con la velocidad de descenso controlada por medio del abastecimiento que viene de la bomba. La válvula de contrabalance evita que la carga caiga libremente durante la carrera hacia abajo.

En el Dibujo A, el cilindro es levantado. El flujo que viene de la bomba al extremo de la cabeza pasa libremente a través de la válvula check integral.

El Dibujo B nos muestra la posición de sujeción en donde la presión generada por la carga solamente no es suficiente para sobrepasar el ajuste del resorte de la válvula de contrabalance.

El Dibujo C nos muestra la carga siendo bajada con presión en la cabeza del pistón dando la fuerza adicional requerida para que se abra la válvula de contrabalance.

CIRCUITO DE FRENO.

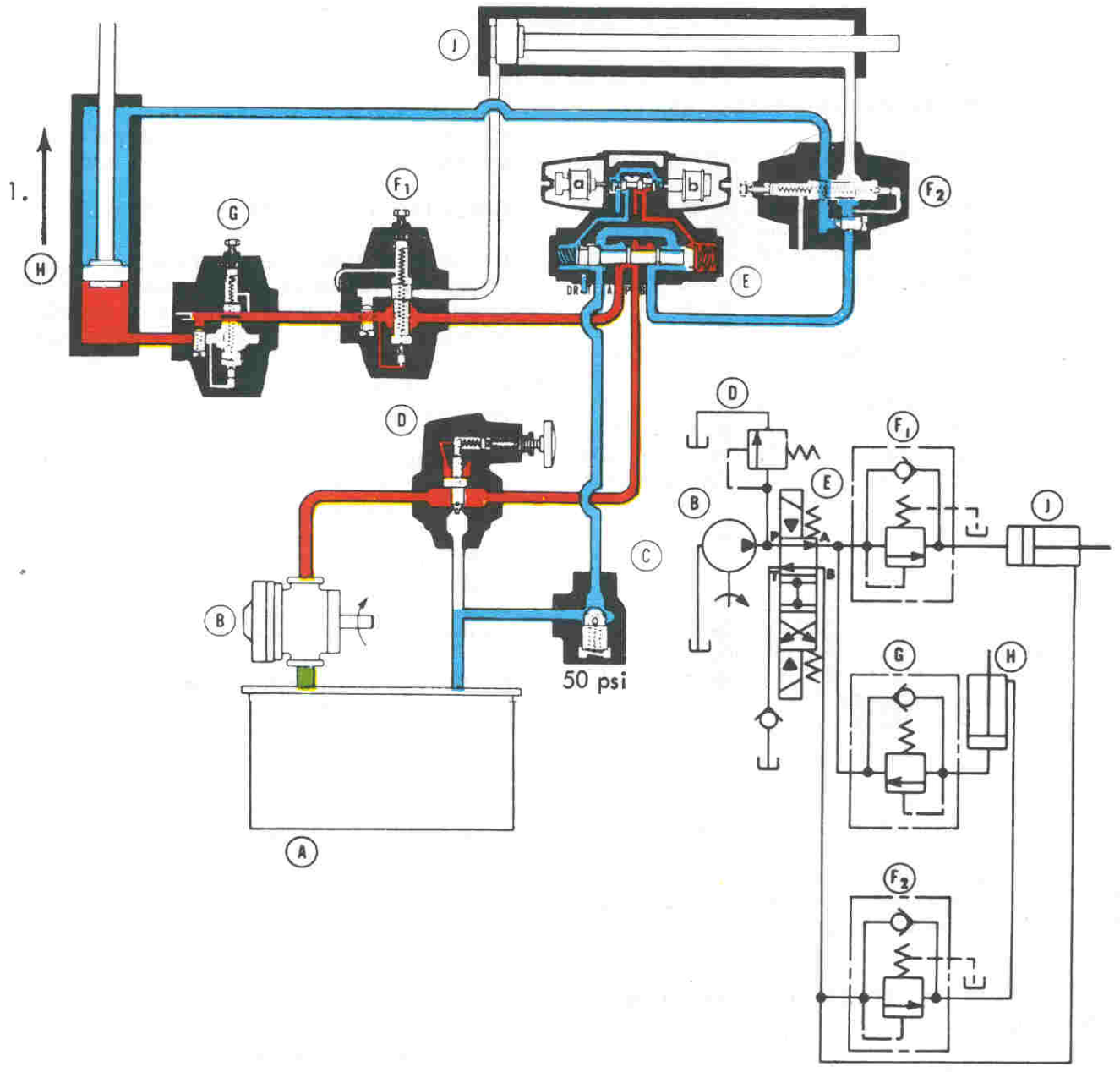
En la Figura 13-13 se muestra una aplicación de la válvula tipo "RC" para mantener una contra presión en un motor rotatorio cuando se necesita y frenar el motor cuando la válvula direccional de centro abierto es cambiada a posición neutral.

El Dibujo A nos muestra el motor acelerado con la válvula de frenado completamente abierta por medio de la presión de carga en la conexión auxiliar de control a distancia. El dibujo B nos muestra la operación cuando el motor trata de acelerarse generando una presión más baja en la línea de impulso. El freno en nuetral es a través de la contra-presión generada como se muestra en el Dibujo C.

CIRCUITOS ALIMENTADORES.

Control de Flujo con Medidor- de Entrada.

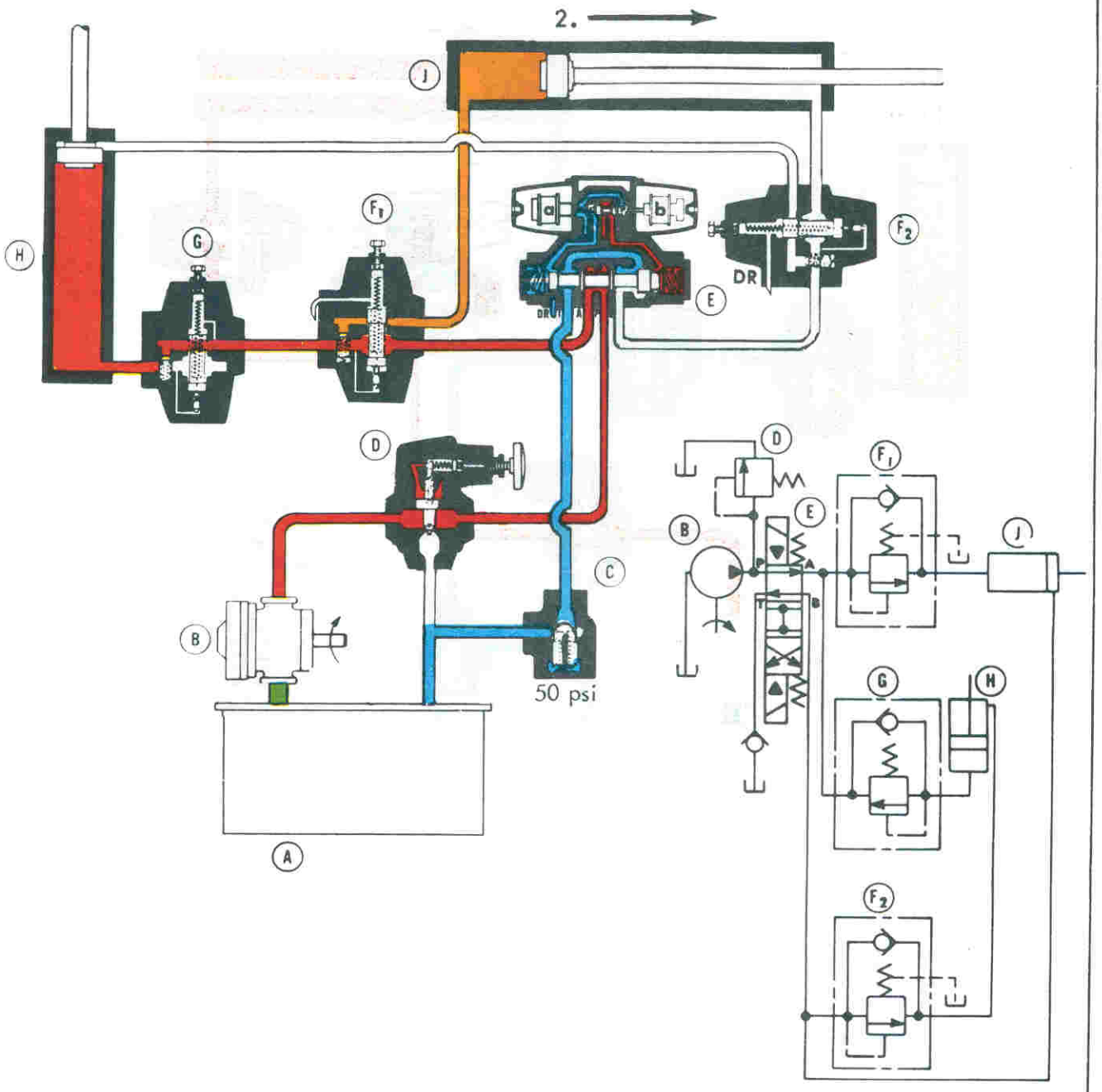
La figura 13-14 nos muestra la operación de un control de flujo con presión compensada controlando la velocidad de la carrera de extensión. En



FASE No. 1 – SOLENOIDE (Ea) ENERGIZADO

El flujo de la bomba (B) es dirigido a través de las válvulas (D), (E), (F1) y de la válvula check integral de (G) dentro del extremo del vástago a (H) fluye libremente al tanque a través de la válvula check integral de (F2), y de las válvulas (E) y (C).

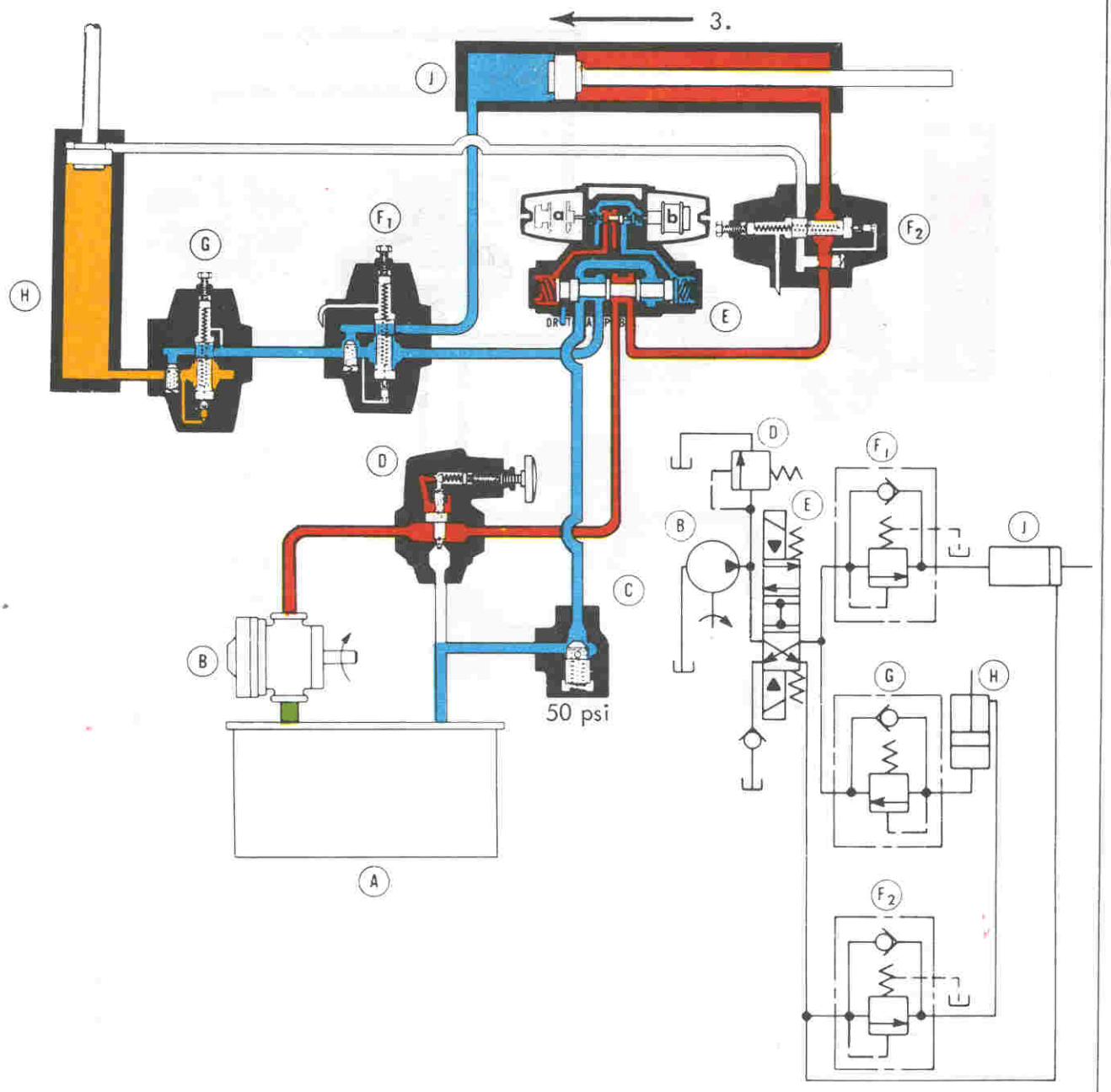
Figura 13-10. Dibujo A – Circuito con Secuencia – Cilindro H Extendido.



FASE No. 2 – SOLENOIDE (Ea) ENERGIZADO

El aumento de presión, en el final de la fase No. 1 hace que el flujo pase en secuencia a través de (F1) dentro del extremo de la cabeza de (J). La descarga del extremo del vástago de (J) fluye libremente al tanque a través de las válvulas (F2), (E), y (C). La válvula (F1) asegura una presión mínima igual al ajuste en (H) durante la carrera de extensión de (J). Cuando (J) está completamente extendido, la presión aumenta hasta el ajuste de la válvula (D) la cual da protección a (B) contra las sobrecargas.

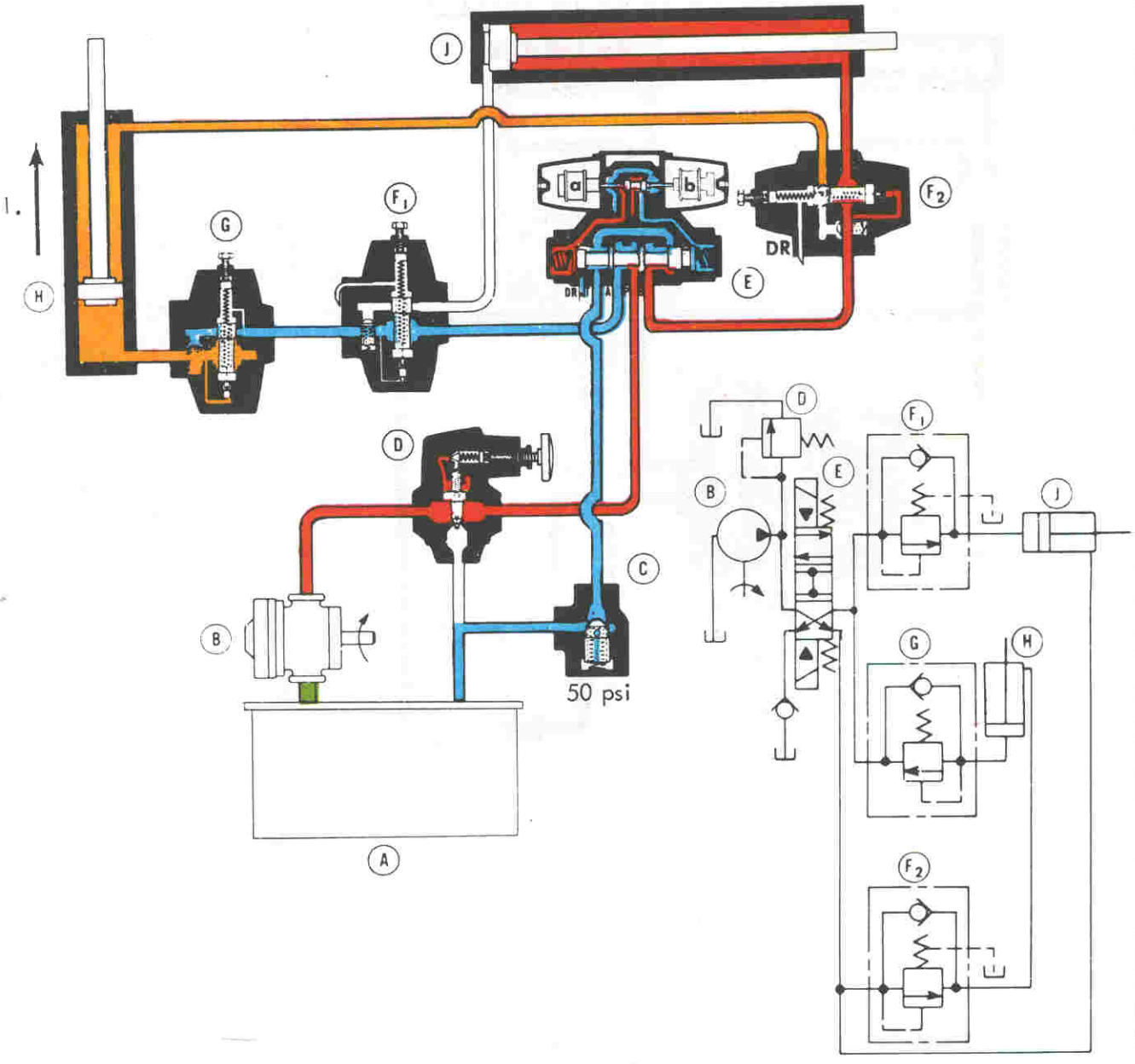
Figura 13-10. Dibujo B – Circuito con Secuencia – Cilindro J Extendido Mientras se Detiene a H.



FASE No. 3 DIBUJO C – SOLENOIDE (Eb) ENERGIZADO

El flujo de la bomba (B) es dirigido a través de las válvulas (D), (E) y (F2) dentro del extremo del vástago de (J). La descarga que viene del extremo del vástago (J) fluye libremente al tanque a través de la válvula check integral de (F) y de las válvulas (E) y (C).

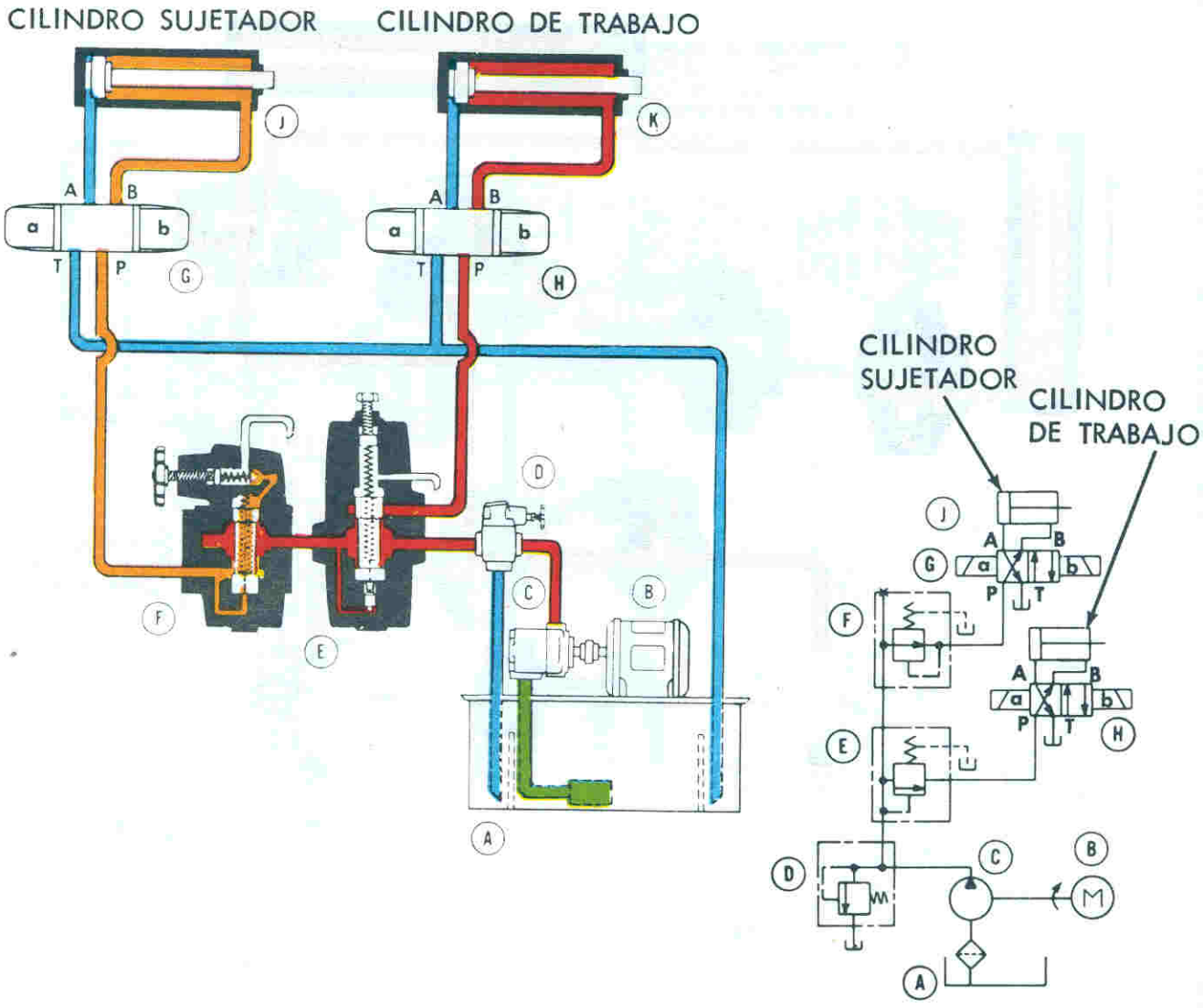
Figura 13-10. Dibujo C – Circuito con Secuencia – Cilindro J Regresado.



FASE No. 4 – SOLENOIDE (Eb) ENERGIZADO

El aumento de presión, en el final de la fase No. 3 hace que el flujo pase en secuencia a través de (F2) dentro del extremo del vástago de (H). La descarga que viene del extremo de la cabeza de (H) fluye a través de (G) según su ajuste de presión y después libremente al tanque a través de las válvulas (F1), (E) y (C). La válvula (F2) asegura una presión mínima igual a la del ajuste del extremo del vástago de (J) durante el regreso de (H). La válvula (G) provee contrapresión para evitar que (H) caiga fuera de control al bajarlo.

Figura 13-10. Dibujo D – Circuito con Secuencia Cilindro H Regresado.



Energizando los solenoides "b" de las válvulas (G) y (H) permite que el abastecimiento de la bomba (C) sea dirigido a través de las válvulas (D), (E) y (G) para extender el cilindro sujetador (J). Cuando la pieza a trabajarse es abrazada y la presión aumenta hasta alcanzar el ajuste de la válvula de secuencia (E), el flujo hará secuencia sobre (E) y a través de (H) para extender al cilindro de trabajo (K). La válvula (E) asegura la presión mínima, igual a la de su ajuste durante la operación de (K). La válvula reductora (F) limita la presión máxima en (J).

Desenergizando el solenoide "b" de (H) y energizando "a" del (H) hace que el abastecimiento de (C) haga secuencia sobre (E) y a través de (H) para regresar a (K). Cuando (K) está completamente regresado, el solenoide "b" de (G) es desenergizado y "a" es energizado. El abastecimiento de (C) es dirigido a través de las válvulas (E), (F) y (G) para regresar a (J).

Figura 13-11. Circuito Sujetador de Presión Controlada.

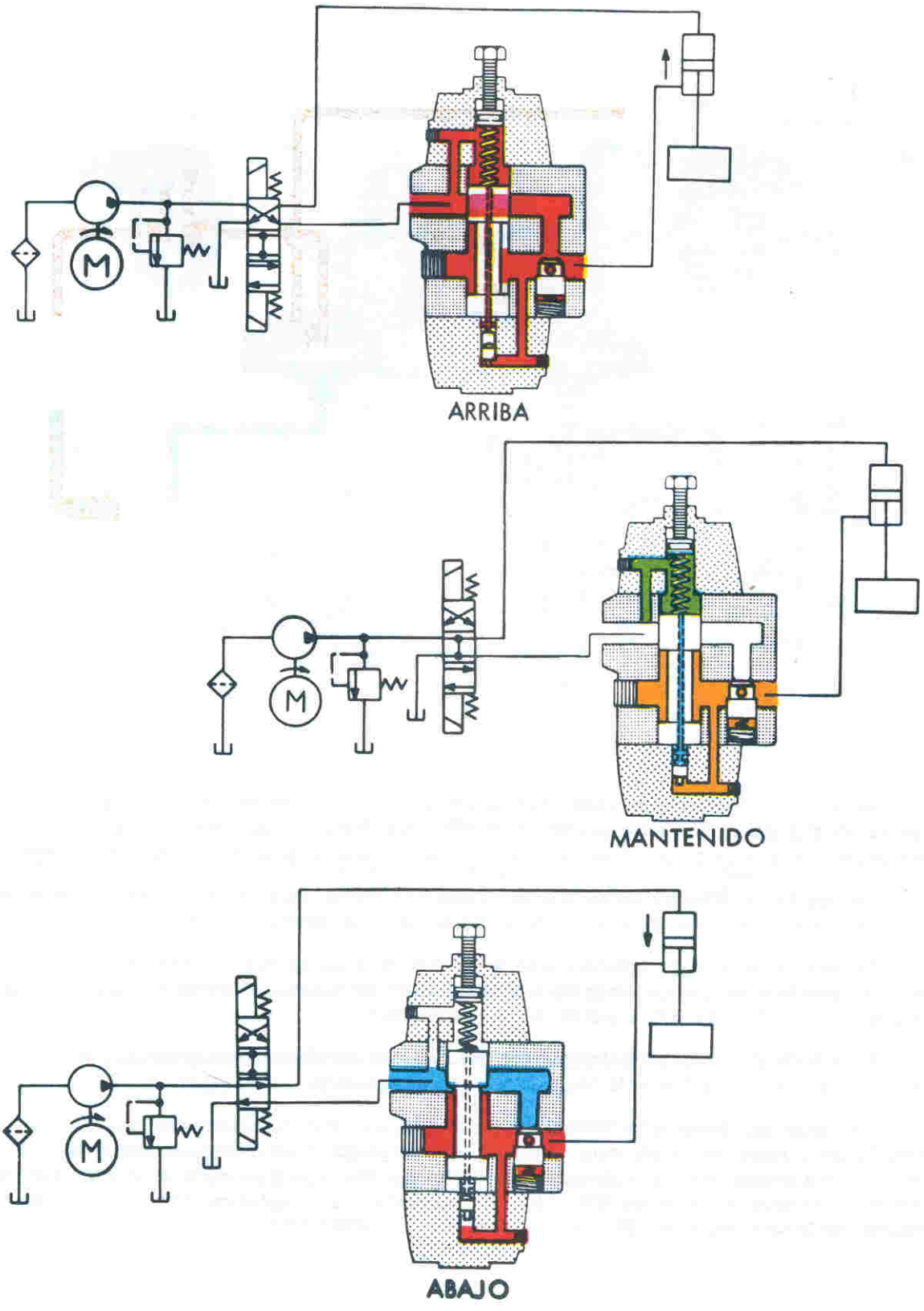
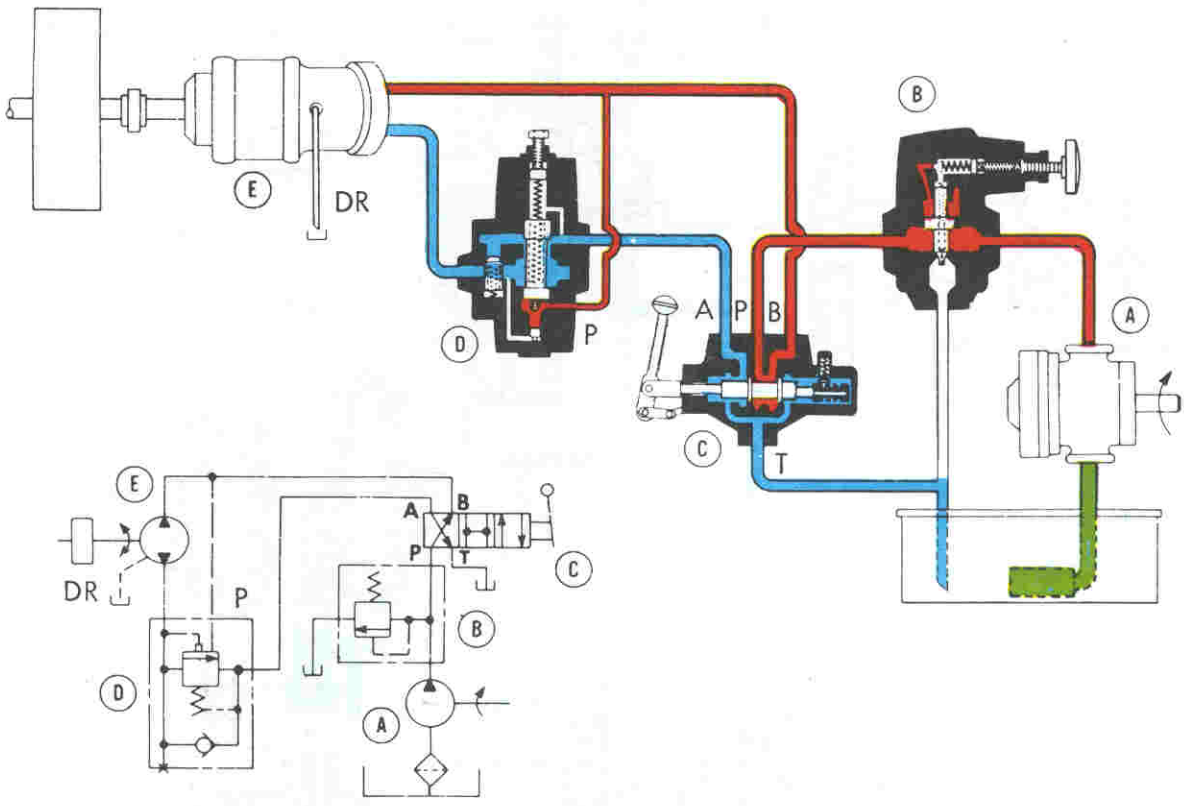


Figura 13-12. Circuito de Contrabalance.



Un circuito de freno es usado para parar una carga con el mínimo de golpe cuando su fuerza motriz para. También puede ser usado para mantener un control cuando la fuerza impuesta por una carga actúa en la misma dirección que el giro del motor (carga negativa).

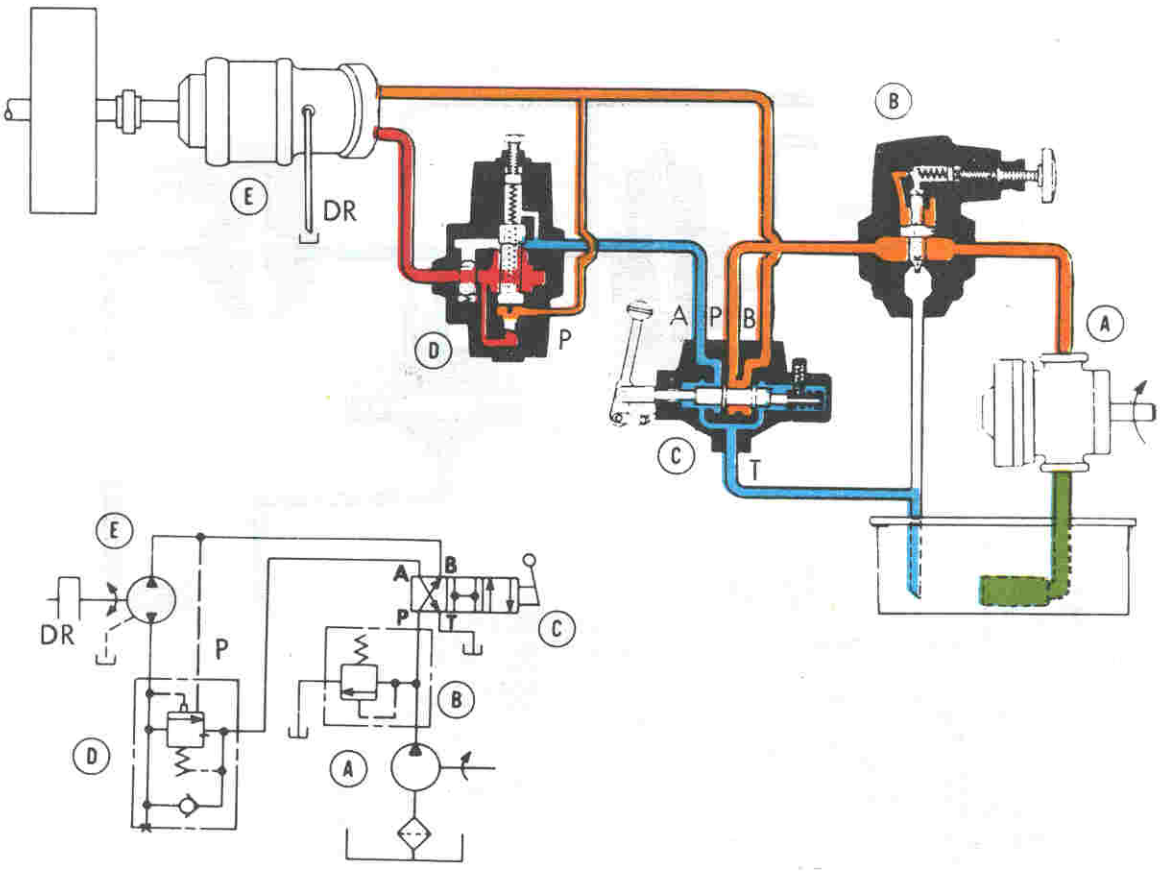
La fuerza de frenado deseada es ajustada por medio de una válvula de contrabalance tipo "P" la cual es operada por piloto a distancia y, o interiormente.

El control de presión a distancia es igual al de la línea del motor de entrada y actúa bajo el área completa del carrete de la válvula. La presión de la salida del motor actúa bajo el área pequeña del pistón de (D) a través de un pasaje interno.

La válvula (D) está normalmente cerrada. Esta es abierta por una o ambas fuerzas piloto las cuales actúan en contra de la carga de un resorte ajustable.

La carga se opone a la dirección de rotación del motor (E) durante la "carrera". La presión de trabajo requerida para impulsar esta carga actúa bajo el área grande del carrete de (D) para mantenerlo completamente abierto. La descarga que viene de (E) regresa libremente al tanque a través de (D) y (C). El porcentaje de abastecimiento de la bomba (A) determina la velocidad de (E).

Figura 13-13. Dibujo A – Circuito de Freno.



CARGA NEGATIVA

La carga puede actuar en la misma dirección que el giro del motor (E) en ciertas aplicaciones. Esta "carga negativa" toma una parte de la fuerza motriz del motor (E) el cual reduce la presión en la entrada del motor.

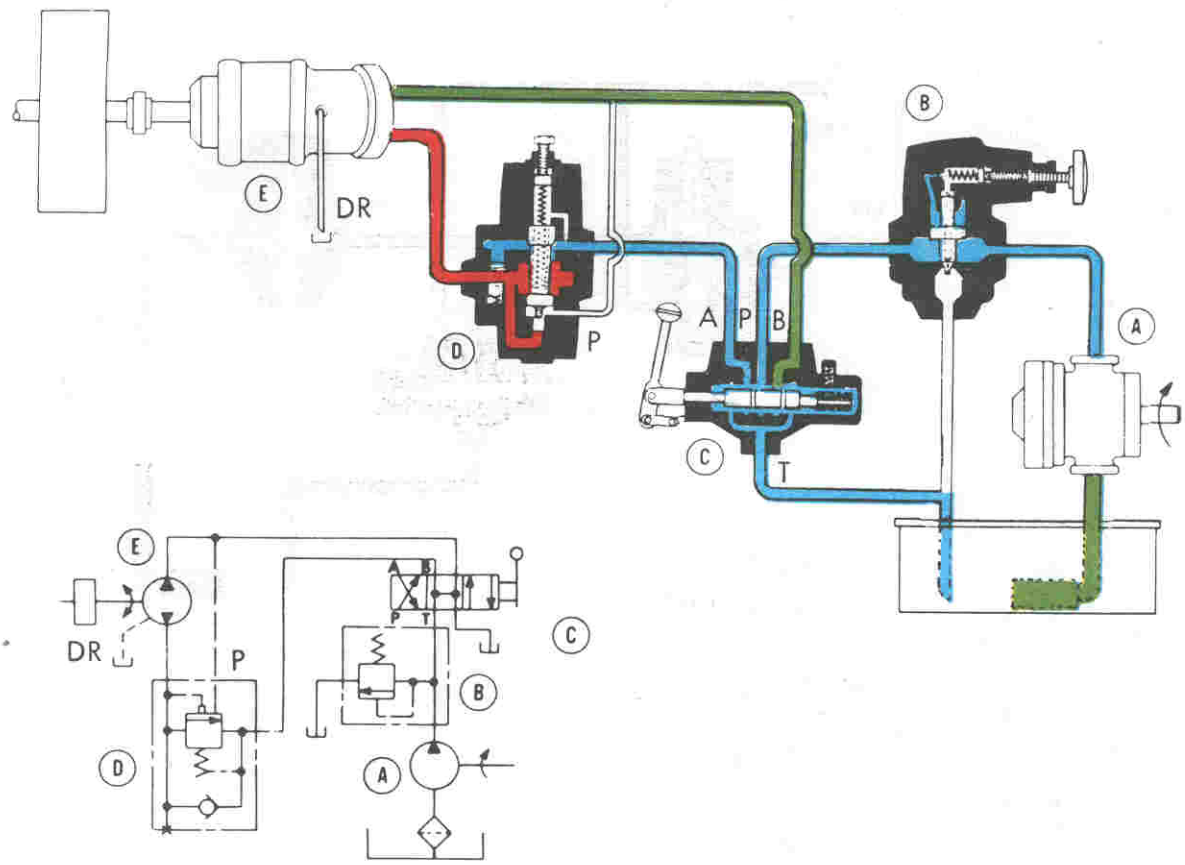
La presión reducida a la entrada del motor, es efectiva bajo el carrete de la válvula (D), y permite que el carrete se mueva hacia su posición cerrada, así restringe la descarga que viene de (B).

El flujo restringido a través de (D) crea contra presión en la salida de (E). Esta contra presión actúa bajo el pequeño pistón de (D).

La suma de las presiones que actúan bajo el carrete de la válvula y del pequeño pistón de (D) mantiene al carrete de la válvula en la posición de restricción requerida para tener suficiente contra presión para mantener control sobre la carga que hay sobre (E).

La extensión de la carga negativa determina la cantidad de contra presión en (E).

Figura 13-13. Dibujo B – Circuito de Freno – Carga Sobreacelerada.



FRENADO

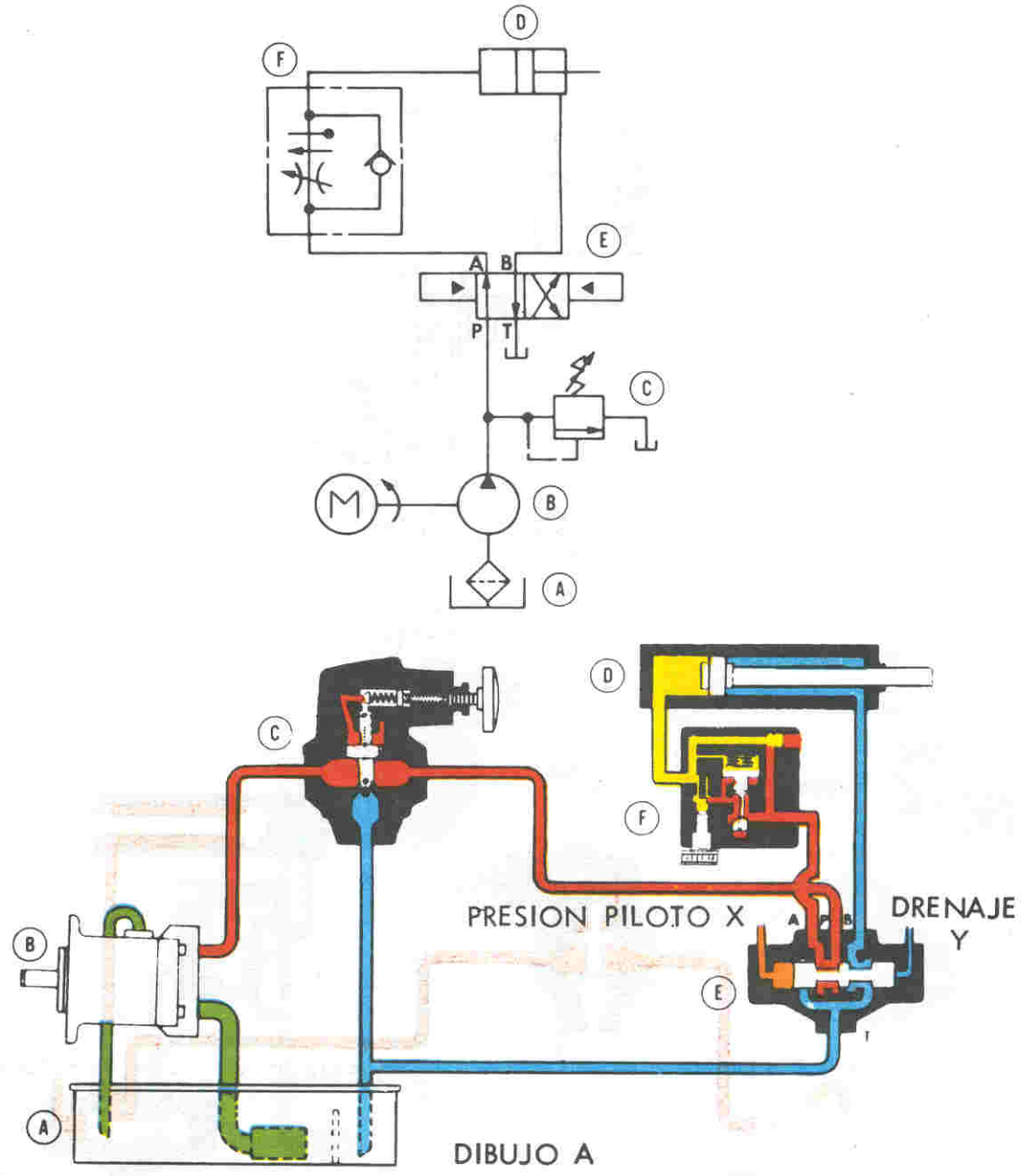
La válvula (C) es cambiada a su posición neutral para frenar la carga en el motor (E). El abastecimiento de la bomba (A) es abierto al tanque a través de la válvula (C).

La inercia de la carga continúa impulsando a (E) haciendo que ésta actúe como si fuera una bomba. El flúido de entrada a (E) es abastecido a través de (C).

Con la entrada de (E) abierta al tanque, presión piloto bajo el carrete de la válvula de (D) éste se convierte en cero permitiendo así que éste se mueva hacia su posición cerrada. Esto restringe la descarga que viene de (E) creando contra presión en su salida.

La contra presión en la salida de (E) actúa bajo el pequeño pistón de (D) oponiéndose a la fuerza del resorte. Estas dos fuerzas opuestas mantienen el carrete de la válvula en su posición restringida. El ajuste controlado de (D) determina la presión de freno y el porcentaje de desaceleración.

Figura 13-13. Dibjo C – Circuito de Freno – Frenando.



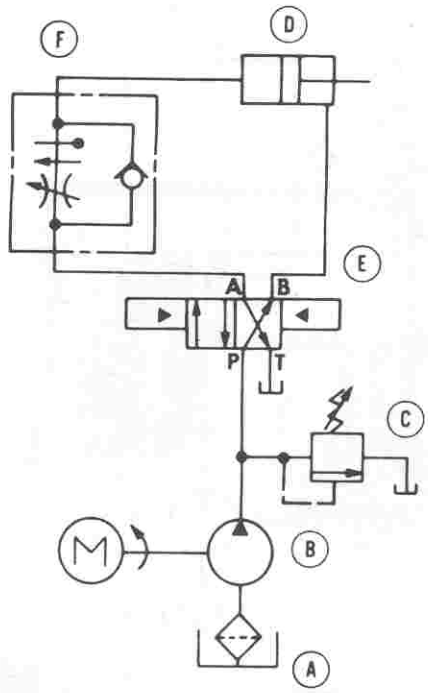
El paso de flujo que viene del depósito (A) a través de la bomba (B), válvula de alivio (C), válvula direccional (E), y el control de flujo (F) al cilindro (D). Por otro lado el paso de flujo que viene de (D) pasa a través de (E) a (A).

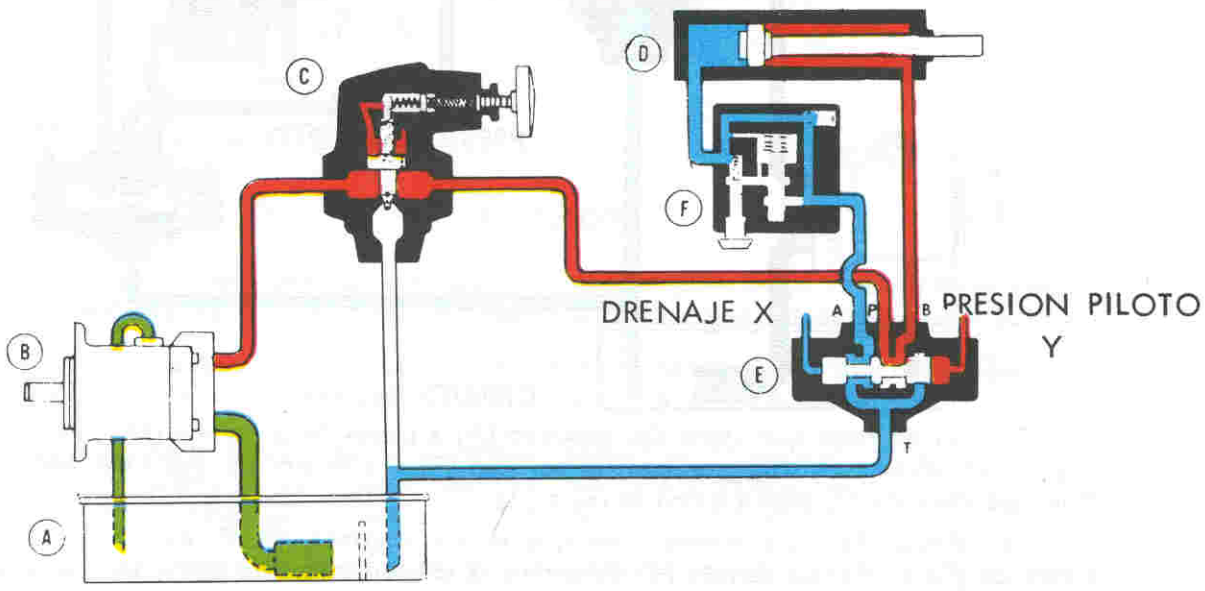
La válvula (F) mide menos flujo que la que abastece (B). El exceso debe regresar a través de (C) a (A). La válvula (C) determina la presión impuesta sobre (B). La potencia de entrada es una función del abastecimiento de (B) y el ajuste de presión de (C) sin importar el trabajo de la carga o la velocidad del pistón. La válvula (C) debe ser ajustada sólo lo suficientemente alto para asegurar la caída de presión mínima recomendada a través de (F) cuando se encuentre la carga máxima de trabajo.

La velocidad del pistón es una función del área del pistón y flujo medido a la entrada por medio de (F). Ya que el área del pistón es constante, la velocidad del pistón puede ser afectada solamente por la fluctuación del flujo que pasa a través de (F). La velocidad es independiente a variaciones en la descarga de la bomba.

El dibujo A muestra al pistón extendiéndose, ésto sólo se mantiene así cuando la carga trabajadora se opone a la dirección del movimiento del pistón porque la descarga que viene de (D) regresa libremente a (A).

Figura 13-14. Dibujo A – Control de Flujo Medido a la Entrada – Midiendo.

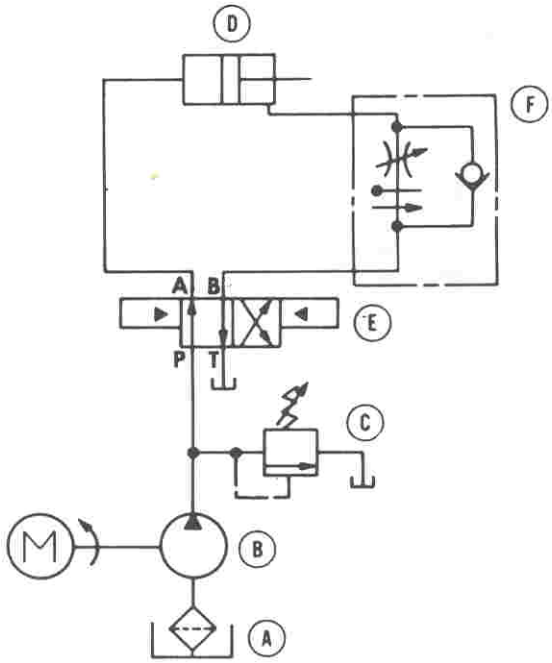


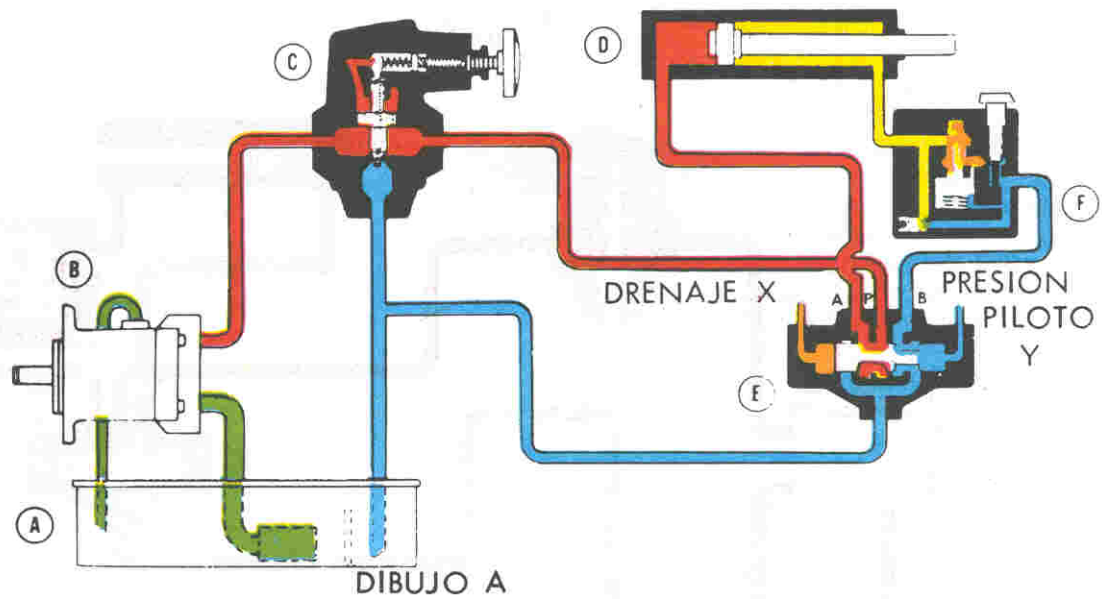


DIBUJO B

El dibujo B muestra un regreso rápido de la carrera usando una válvula check para desviar al control de flujo.

Figura 13-14. Dibujo B – Control de Flujo Medido a la Entrada – Flujo Libre.





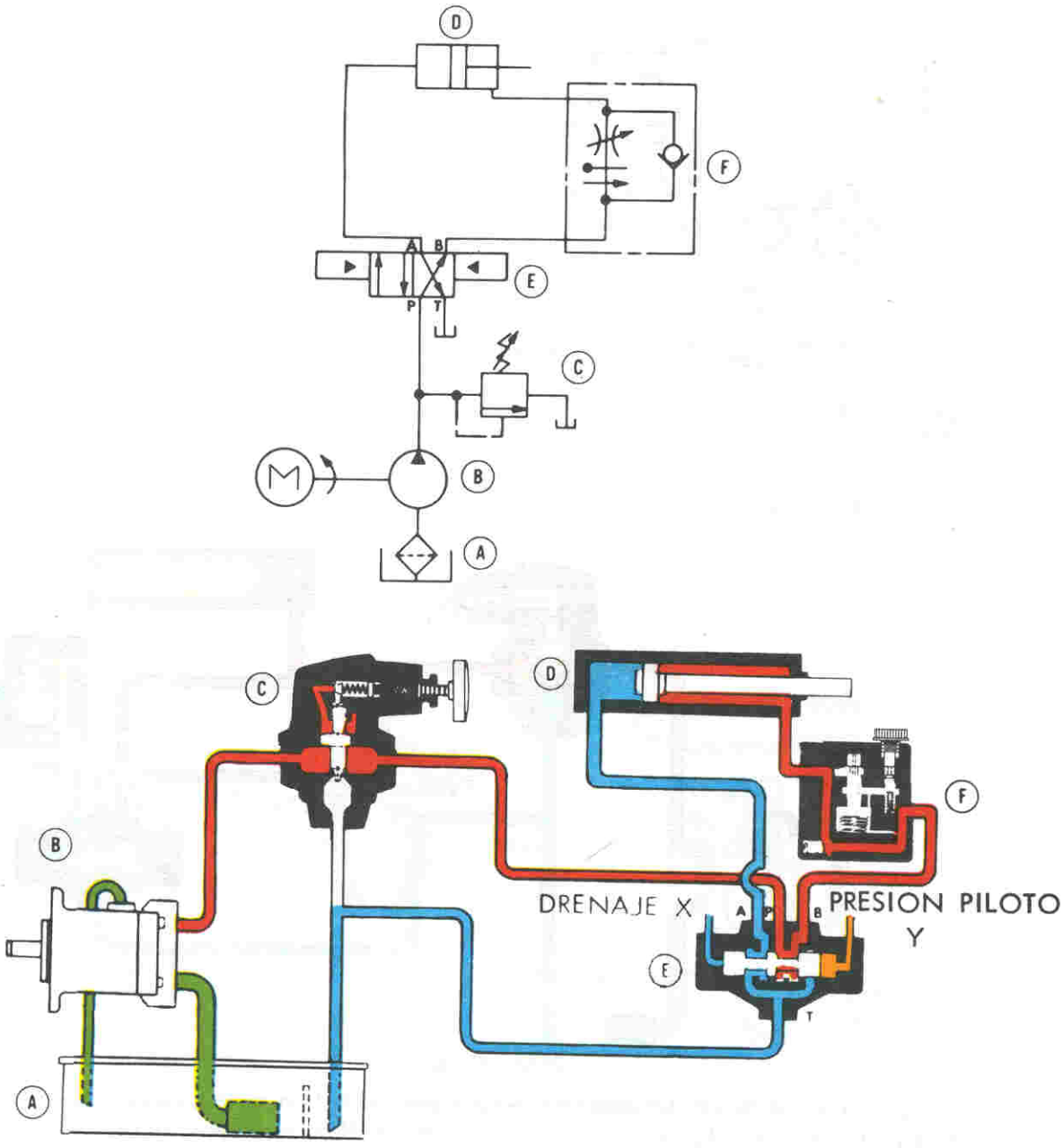
DIBUJO A

El flujo viene del pasaje del depósito (A) a través de la bomba (B), válvula de alivio (C), y de la válvula direccional (E) al cilindro (D). El paso de flujo que viene de (D) pasa a través del control de flujo (F) y (E) al (A).

La válvula (F) mide menos flujo que lo que puede ser descargado por el extremo del vástago (D) si todo éste abastecimiento de (B) fuese dirigido dentro de (D). El exceso de flujo de la bomba va a (D) y debe regresar a través de (C) a (A). La válvula (C) determina la presión impuesta sobre (B). La entrada de potencia es una función del abastecimiento de (B) y el ajuste de presión es de (C) sin importar el trabajo de la carga o de la velocidad del pistón. La válvula (C) debe ser ajustada sólo un poco más alta para asegurar la presión mínima recomendada a través de (F) cuando la carga máxima de trabajo se encuentra operando.

La velocidad del pistón es una función del área del pistón y el flujo medido a la salida de (D) por (F). Ya que el área del pistón es constante, la velocidad del pistón sólo puede ser afectado por la fluctuación del flujo que pasa a través de (F). La velocidad es independiente a las variaciones de la descarga de la bomba.

Figura 13-15. Dibujo A – Control de Flujo Controlado en la Salida – Midiendo.



DIBUJO B

El dibujo B muestra un regreso rápido de la carrera usando una válvula check para desviar al control de flujo.

Figura 13-15. Dibujo B – Control de Flujo Medido a la Salida – Flujo Libre.

el Dibujo A la válvula direccional está posicionada para extender el cilindro, en el Dibujo B se regresa. Ya que la válvula de control de flujo está colocada en la línea que va al extremo del cabezal del cilindro el control es medidor de entrada. El control de flujo está puenteado por la válvula check para dar una carrera rápida de regreso. Cualquier tendencia de la carga a moverse en dirección hacia adelante podría provocar que ésta se adelante respecto al suministro (cavitación del cilindro). El abastecimiento de la bomba que exceda el ajuste del control de flujo, se desvía al tanque a través de la válvula de alivio.

Control de Flujo de Medidor de Salida.

Un circuito de medidor de salida es el que se muestra en la Figura 13-15. La diferencia es que el control de flujo está colocado en la corriente que viene del cilindro. Ya que el aceite expulsado es regulado por el control de flujo la velocidad es constante sin importar la dirección de las fuerzas impuestas por la carga de trabajo. También en éste circuito la bomba debe funcionar al ajuste de la válvula de alivio durante la carrera alimentadora.

Control del Flujo de Sangrado.

En la Figura 13-16 la válvula de control de flujo mide el aceite que viene en la línea de presión desviándolo al tanque, más bien que del aceite que se dirige al sistema, dando control de velocidad en ambas direcciones. Siendo menos preciso que los dos métodos anteriores, el circuito de sangrado permite algo de ahorro en los caballos de fuerza, ya que la presión operante es solamente la requerida para mover el cilindro. El exceso de flujo de la bomba regresa al tanque a través del control de flujo.

CIRCUITOS DE ALIMENTACION PARA AVANCE RAPIDO.

En la figura 13-17 se muestran tres métodos para hacer una transición de avance rápido a una velocidad más lenta en un circuito con medidor de salida.

En el dibujo A una válvula desaceleradora está conectada en paralelo con el control de flujo de medidor de salida. Durante el avance rápido, el flujo expulsado por el extremo del vástago del cilindro pasa libremente a través de la válvula desaceleradora. Cuando la leva cierra la válvula desaceleradora, el aceite debe irse a través del otro paso, o sea a través del control de flujo. Para regresar el cilindro, el aceite fluye libremente dentro del extremo del vástago a través de la válvula check y por la válvula de desaceleración.

En el dibujo B, el paso de flujo paralelo alrededor de la válvula de control de flujo es a través de una válvula posicionada por resorte y operada por solenoide. Esta válvula permite flujo libre de regreso mientras el solenoide esté energizado. Cuando se alcanza la posición de menor velocidad un interruptor límite abre el circuito del solenoide, la válvula direccional cambia obstruyendo el flujo expulsado el cual debe entonces pasar a través del control de flujo. Se incorpora una válvula check separada para que entre flujo libre al cilindro y dé una carrera rápida de regreso.

Las fugas que tienen los carretes deslizantes de la válvula desaceleradora mostrada en el dibujo A y la válvula direccional en el dibujo B, podría afectar el porcentaje de flujo alimentado.

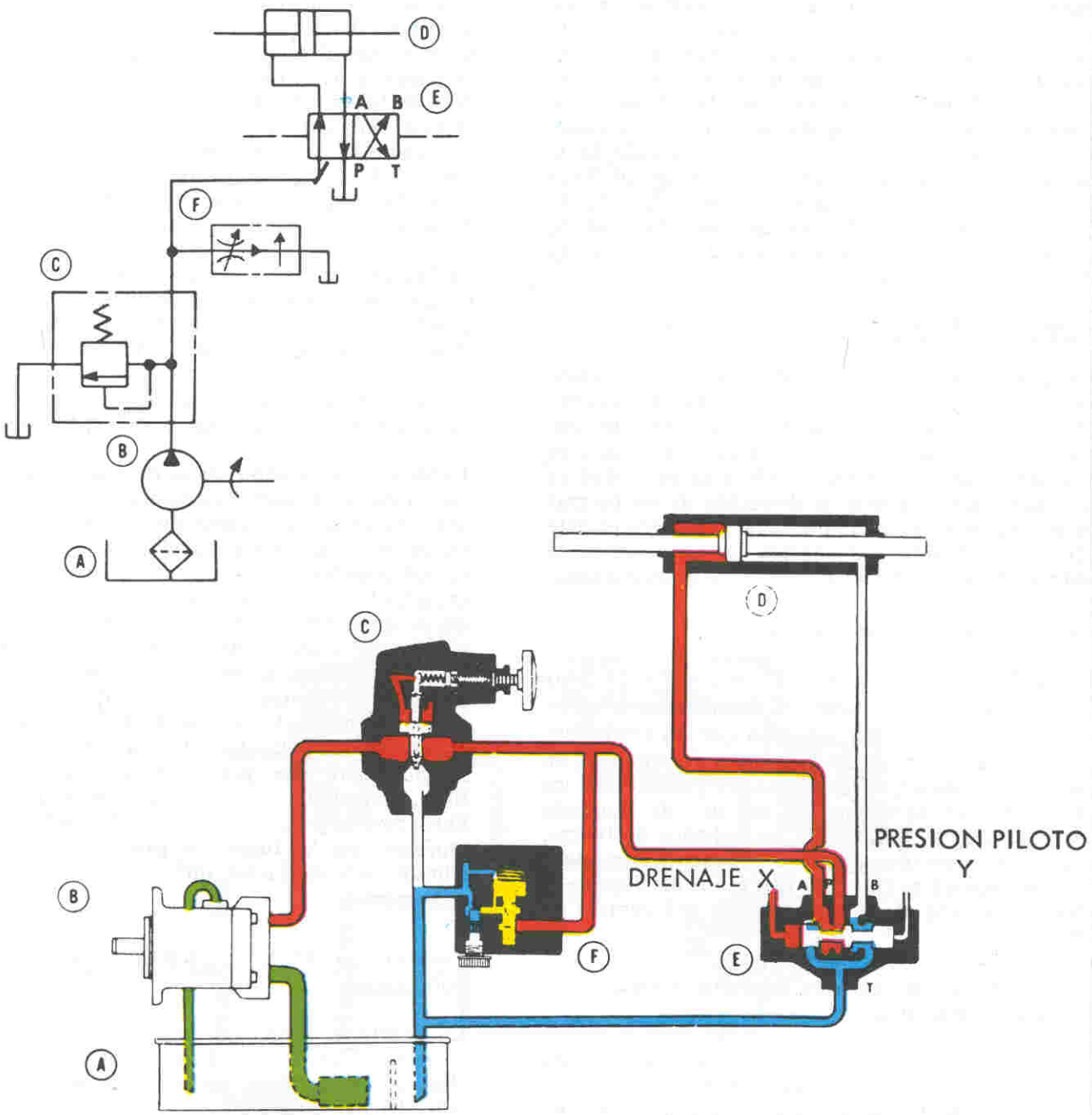
El dibujo C nos muestra la transición de velocidad lograda por medio de una válvula check piloteada.

Debido a sus características de poca fuga se utiliza en donde se requieren porcentajes de alimentación muy exactos. La presión piloto para esta válvula check es abastecida a través de una válvula direccional posicionado por resorte. Con el solenoide energizado de la válvula direccional, la válvula check abre permitiendo flujo libre al extremo del vástago del cilindro. Al actuar el interruptor límite en la posición de alimentación abre el circuito del solenoide y ventea la línea piloto de la válvula check permitiendo así al émbolo de la válvula check asentar. El flujo expulsado es entonces forzado para que pase a través del control de flujo. La válvula check se abre permitiendo flujo libre para regresar el cilindro. Se debe recordar también, que las fugas que pasan por el pistón del cilindro son un factor que se debe considerar en estos casos.

Control de Flujo y Válvula de Alivio para Sobrecarga.

En donde se puede usar el control de medidor de entrada; el control de flujo y la válvula de alivio (Fig. 13-18) controlarán la velocidad de alimentación. Una válvula direccional adicional se ha incorporado para que desvíe el control de flujo para un avance y regreso rápidos.

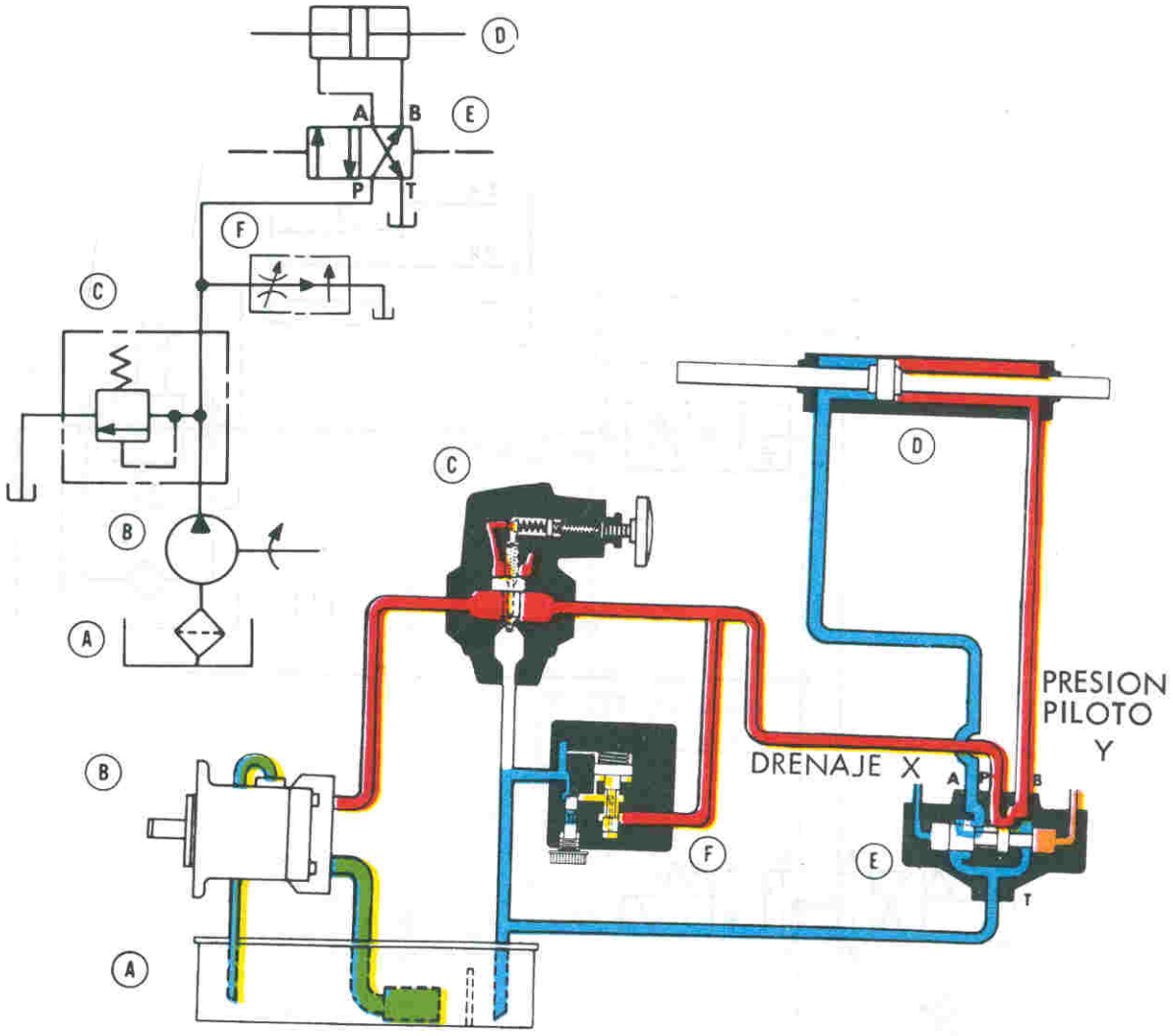
El circuito está mostrado en la parte "alimentadora" del ciclo. Las tres-posiciones de la válvula direccional de centrada por resorte están dirigiendo el flujo al cilindro. La válvula direccional cargada por resorte está obstruyendo el paso paralelo alrededor del control de flujo. Su solenoide puede ser energizado (Durante el avance y regreso rápidos) para desviar el abastecimiento de la bomba alrededor de la válvula de control de flujo. La válvula de alivio incorporada en el control de flujo da protección en contra de las sobrecargas en todas las condiciones de funcionamiento. La válvula check



DIBUJO A

El paso de flujo que viene del depósito (A) a través de la bomba (B) y de la válvula de alivio (C) a la "te" dentro de un paso de flujo al cilindro (D) a través de la válvula direccional (E) y un paso de flujo a (A) a través del control de flujo (F). El paso de flujo que viene de (D) pasa a través de (E) a (A).

Figura 13-16. Dibujo A – Control de Flujo Sangrado – Extendiendo al Cilindro.



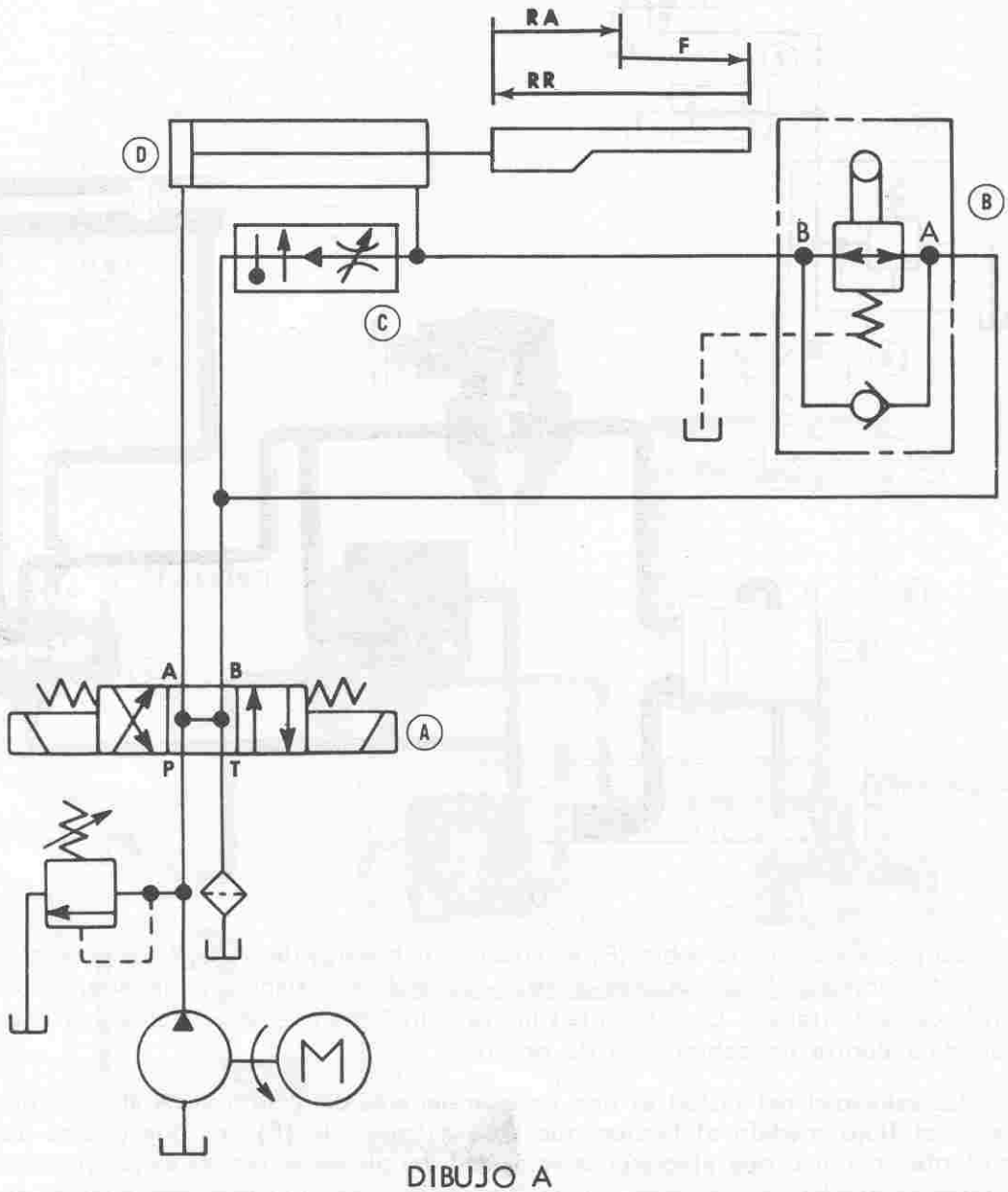
DIBUJO B

La presión impuesta sobre (B) es creada por la carga de trabajo. La potencia de entrada es una función del abastecimiento de (B) y la presión trabajadora y sus variantes directamente con la carga de trabajo. La válvula (C) limita la máxima presión operante y protege al sistema hidráulico contra las sobrecargas de presión.

La velocidad del pistón es una función del área del pistón y del abastecimiento de (B) menos el flujo medido al tanque que pasa a través de (F). Ya que el área del pistón es constante, lo único que afectaría la velocidad del pistón serían las variaciones del flujo. Las variaciones pueden ser causadas por la fluctuación del flujo que pasa a través de (F), o del abastecimiento de (B) ó de ambas.

Con (F) sangrando la línea de presión, la velocidad del pistón es controlada en ambas direcciones. El dibujo A muestra al pistón extendiéndose y el dibujo B nos muestra cuando regresa el pistón. En cualquiera de los casos, el control de (D) es mantenido solamente cuando la carga de trabajo se opone a la dirección del movimiento del pistón porque la descarga que viene de (D) regresa libremente al tanque.

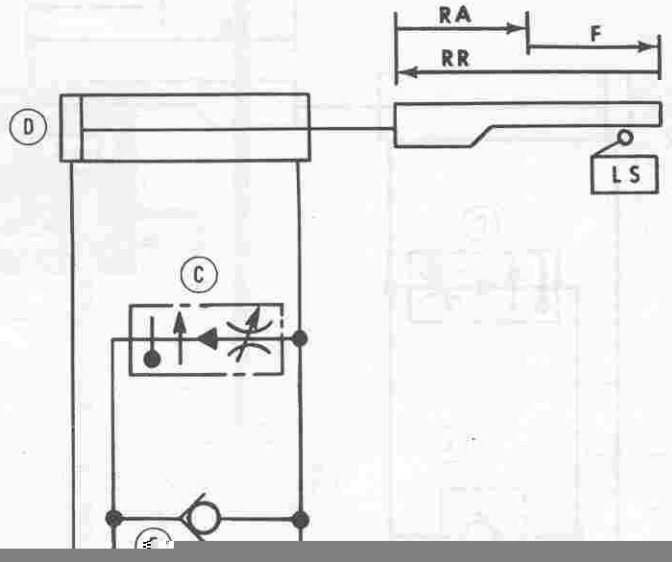
Figura 13-16. Dibujo B – Control de Flujo Sangrado – Regresando el Cilindro.



DIBUJO A

La válvula direccional (A) es cambiada para dirigir el flujo dentro del extremo de la cabeza del cilindro (D). La descarga del extremo del vástago de (D) fluye a través de la válvula desaceleradora (B) normalmente abierta y libremente al tanque a través de (A) para un avance rápido. Al final del avance rápido, la leva en (D) suelta al carrete de (B) para su posición cerrada. La descarga del extremo del vástago de (D) es entonces medida por el control de flujo (C) para la carrera alimentadora. La válvula (A) es invertida para dirigir el flujo a través de la válvula check integral de (B) libremente dentro del extremo del vástago de (D) para un regreso rápido.

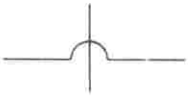
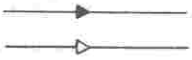
Figura 13-17. Dibujo A – Rápido Avance para Alimentar Usando una Válvula Desaceleradora.

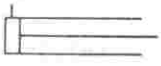
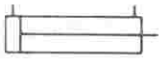
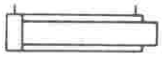
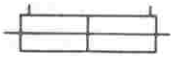
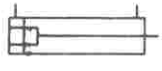

RA
F
RR
D
LS
C

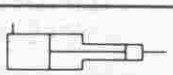
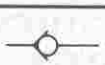
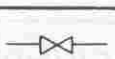
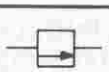
APENDICE II

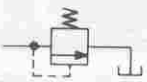
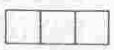
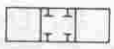
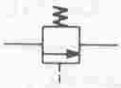
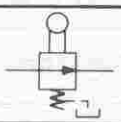
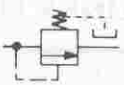
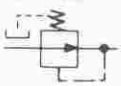
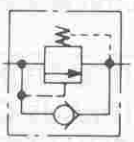
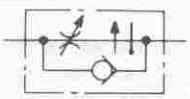
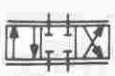
SIMBOLOS GRAFICOS

LOS SIMBOLOS MOSTRADOS ESTAN CONFORME A LAS ESPECIFICACIONES DEL INSTITUTO DE ESTANDARS DE NACIONAL AMERICANA (ANSI). LOS SIMBOLOS BASICOS SE PUEDEN COMBINAR EN CUALQUIER COMBINACION. NO SE INTENTA MOSTRAR TODAS LAS COMBINACIONES.

LINEAS Y LA FUNCION DE LA LINEA	
LINEA DE TRABAJO	
LINEA PILOTO (L>20 W)	
LINEA A DRENAJE (L<5 W)	
CONECTOR	
LINEA FLEXIBLE	
UNION	
LINEA CRUZANDO	
DIRECCION DEL FLUJO HIDRAULICO NEUMATICO	
LINEA AL DEPOSITO ARRIBA DEL NIVEL DEL FLUIDO ABAJO DEL NIVEL DEL FLUIDO	
LINEA AL DISTRIBUIDOR VENTEADO	
TAPON O CONEXION TAPADA	
RESTRICCION FIJA	
RESTRICCION VARIABLE	

BOMBAS	
BOMBA SENCILLA DESPLAZAMIENTO FIJO	
BOMBA SENCILLA DESPLAZAMIENTO VARIABLE	
MOTORES Y CILINDROS	
MOTOR ROTATORIO DESPLAZAMIENTO FIJO	
MOTOR ROTATORIO DESPLAZAMIENTO VARIABLE	
MOTOR OSCILANTE	
CILINDRO DE SIMPLE ACCION	
CILINDRO DE DOBLE ACCION	
CILINDRO DE FLECHA DIFERENCIAL	
CILINDRO DE DOBLE FLECHA	
CILINDRO CON AMBOS EXTREMOS AMORTIGUADOS	

DIFERENTES TIPOS DE COMPONENTES	
DIRECCION DEL GIRO (FLECHA EN FRENTE DEL EJE)	
ENCERRADURA DE COMPONENTE	
DEPOSITO VENTILADO	
DEPOSITO PRESURIZADO	
MEDIDOR DE PRESION	
MEDIDOR DE TEMPERATURA	
MEDIDOR DE FLUJO (PORCENTAJE DE FLUJO)	
MOTOR ELECTRICO	
ACUMULADOR DE RESORTE CARGADO	
ACUMULADOR CARGADO DE GAS	
FILTRO O COLADOR	
CALENTADOR	
ENFRIADOR	
CONTROLADOR DE TEMPERATURA	
INTENSIFICADOR	
INTERRUPTOR DE PRESION	
SIMBOLOS BASICOS DE LAS VALVULAS	
VALVULA CHECK	
VALVULA DE PASO MANUAL.	
CUADRO BASICO DE LAS VALVULAS	
VALVULA, FLUJO SENCILLO PASO, NORMALMENTE CERRADO	

SIMBOLOS BASICOS DE LAS VALVULAS	
VALVULA, FLUJO SENCILLO PASO, NORMALMENTE ABIERTO	
VALVULA, PRESION MAXIMA (ALIVIO)	
SIMBOLO BASICO DE VALVULA MULTIPLES PASOS DE FLUJO	
PASOS DE FLUJO OBSTRUIDOS EN POSICION CENTRADA	
MULTIPLES PASOS DE FLUJO (LAS FLECHAS MUESTRAN LA DIRECCION DEL FLUJO	
EJEMPLOS DE VALVULAS	
VALVULA DE DESCARGA DRENAJE INTERNO, OPERADA A DISTANCIA	
VALVULA DESACELERADORA NORMALMENTE ABIERTA	
VALVULA DE SECUENCIA OPERADA DIRECTAMENTE, DRENADA EXTERIORMENTE	
VALVULA REDUCTORA DE PRESION	
VALVULA DE CONTRA BALANCE CON CHECK INTEGRAL	
CONTROL DE FLUJO CON TEMPERATURA Y PRESION COMPENSADAS CON CHECK INTEGRAL	
VALVULA DIRECCIONAL, DOS POSICIONES, TRES CONEXIONES	
VALVULA DIRECCIONAL, TRES POSICIONES, CUATRO CONEXIONES	
VALVULA DE POSICIONES INFINITAS (INDICANDO POR LAS BARRAS HORIZONTALES)	

METODOS DE OPERACION	
COMPENSADOR DE PRESION	
TRINQUETE	
MANUAL	
MECANICO	
PEDAL	
BOTON DE CONTACTO	

METODOS DE OPERACION	
PALANCA	
PRESION PILOTO	
SOLENOIDE	
CONTROLADO CON SOLENOIDE, OPERADO POR PRESION PILOTO	
RESORTE	
SERVO	

INDICE

A

Aceite 3-1
Acumuladores ..... 12-1 hasta 12-6
Actuadores 6-1
Actuadores Lineales 6-1
Aereación 1-8
Amplificador, Servo 8-3
Aparato Hidrodinámico 2-2, 11-1
Aparato Hidrostático 2-2, 11-2
Atmósfera 2-3

B

Barómetros 2-3
Bombas
  Eficiencia 11-2
  Porcentajes 11-2
Bombas de Engranes 11-3
  De dos Fases 11-9
  De Paletas ..... 11-7 hasta 11-24
  De paletas de "Alto Desempeño" 11-14
  De Pistón ..... 11-24 hasta 11-31
  De Pistón Inclinado 11-29
  De Pistón Radial 11-24
  De Plato Ondulante 11-29
  Dobles 11-9, 11-14

C

Caída (Presión) 2-2
Cargar (Pre-Llenar) 12-3
Cartucho, Bomba 11-14, 11-23
Catalizador 3-7
Cavitación 1-8
Cilindros
  Opciones 6-6
  Porcentajes 6-4
  Tipos 6-1
Circuito Cerrado 13-45
Circuito Medido a la Entrada 10-1
Circuito Medido a la Salida 10-1
Circuito de Presión ..... 9-1 hasta 9-16
Circuito de Purga (sangrado) 10-2
Circuito Regenerador 13-15
Coladores 5-3
Combinación de las Bombas ... 11-10 hasta 11-12
Control Compensador (presión)
  Bomba de Pistón 11-26
  Motor Hidráulico 6-24
Controles
  De flujo ..... 10-1 hasta 10-7
  De flujo a distancia 10-7
  De las bombas de pistón ... 11-26 hasta 11-31
  De Volumen ..... 10-1 hasta 10-7
  Direccionales ..... 7-1 hasta 7-30

D

Demulsividad 3-8
Depósitos 5-1
Deslizamientos 11-2
Desplazamientos 6-6, 11-2
Diseño Intra-Paleta (bomba) 11-23
Dither 8-4

E

Efecto de Ventouri 2-9
Eficiencia Volumétrica 11-2
Energía
  Cinética y Potencial 2-9
  Conservación 1-3, 2-9
Estrangulador Piloto 7-23

F

Filtros 5-3
Filtro de Flujo Proporcional 5-10
Flúidos 3-1
Flujo .....
  Laminar y Turbulento 2-6
  Principios 2-5
  Velocidad en Tuberías 1-19
Fugas 4-11

G

Generadores de Torsión 6-28

INDICE (Cont.)

I

Indice de Viscosidad 3-6
Instrumentación 12-8
Intensificadores 12-6
Intercambiadores de Calor 5-13
Interruptores de Presión 12-6

L

Ley de Pascal 1-1
Líneas
  Preparación 4-10
  Tamaños 1-19, 4-8
Lubricación 3-1, 3-7

M

Mangueras hidráulicas
  Conexiones 4-8
  Factores de Seguridad 4-8

  Instalación 4-11
  Tamaños 4-8, 4-9
Malla 5-4
Medidores . . . . . .
  De Flujo 12-11
  De Presión 12-8
Micrones 5-4
Motores de Torsión 8-3
Motores Hidráulicos
  Aplicación de las Fórmulas 6-10
  Baja Velocidad, Alta Torsión 6-17
  De Presión Compensada 6-24
  Engrane 6-11
  Paleta 6-1
  Pistón de Eje Inclinado 6-24
  Pistón en Línea 6-17
  Porcentajes 6-6

N

Números Sae 3-5

P

Placa Desviadora 5-1
Potencia 1-21
Potencia (HP) 1-21
Pre-Cargado 12-3
Presión
  Absoluta 1-8, 1-21, 2-5
  A la entrada de la bomba 1-8
  Atmosférica 2-3
  Caída 1-13
  Causas . . . . . 1-10 hasta 1-13, 2-2
  Definición 1-3, 2-1
  De Rompimiento 9-1
  En la Columna 1-4
  Excesiva 9-1
Principio de Bernoulli 2-9
Punto de Fluidez 3-7

R

Realimentador 8-1, 8-2
Resistencia a la Oxidación 3-7
Respirador 5-1

S

Sellos . . . . . 4-11 hasta 4-23
Servo Mecánica 8-1
Símbolos Esquemáticos 2-9
Símbolos Gráficos 2-9
Solenoide 7-10

T

Tabla Nomográfica 4-9
Torricelli, Evangelista 2-2
Torsión 1-22
Trabajo 1-21
Tuberías
  Ajustes 4-3
  Instalación 4-10
  Preparación 4-10, 4-12
  Sellos 4-1
  Tamaños 4-1, 4-3

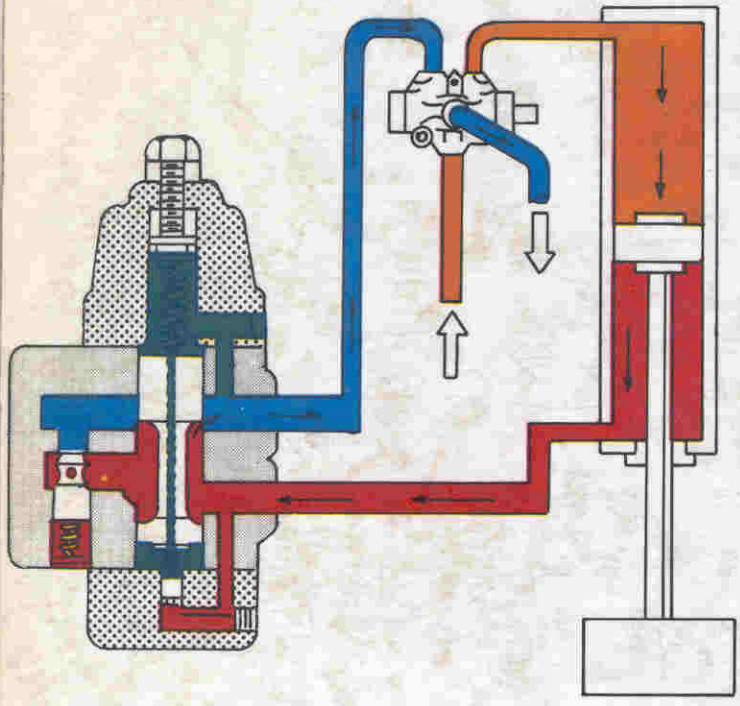
V

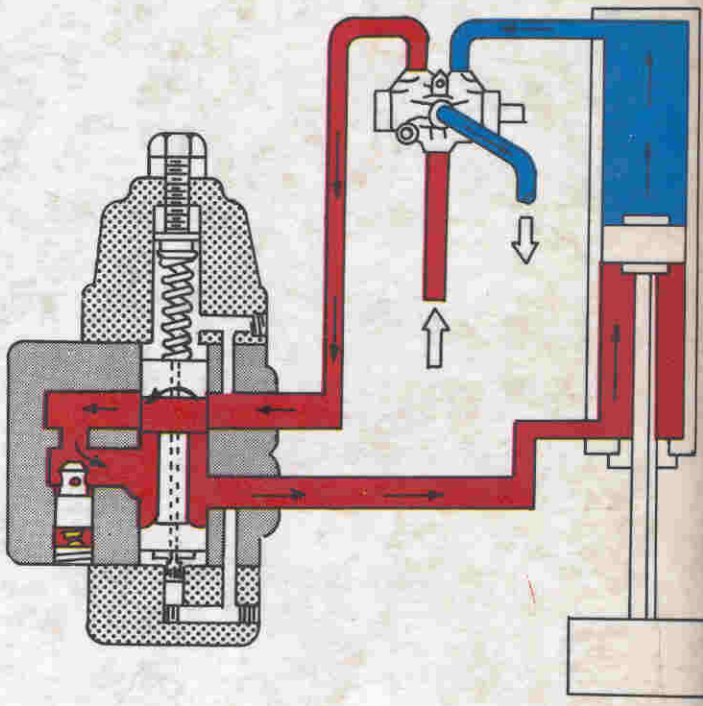
Vacío
  En la entrada de la Bomba 1-8

INDICE (Cont.)

Midiéndolo 2-3
Válvulas
Check ..... 7-1 hasta 7-7
De Contrabalance 9-7
De Cuatro Pasos 7-7
De Desaceleración 7-23
De Dos Pasos 7-7
De Presión Máxima 9-1
Descargadoras 9-7
Frenadoras 9-11
Piloto 7-15
"R" ..... 9-3 hasta 9-13
Seguidoras 8-1
Válvulas de Alivio
Compuestas 9-1
Descargadora 9-16
De Pistón Balanceado 9-1
Tipo "R" 9-7
Sencillas 9-1
Válvulas de Secuencia
Compuestas "X" e "Y" 9-13
Tipo "R" 9-7
Válvulas Reductoras de Presión
Operadas Directamente 9-13
Operadas por Piloto 9-15
Válvulas Servo
Chapaletas 8-4
De Dos Pasos 8-4
De Tubo Inyector 8-4
De un Solo Paso 8-3
Eléctricas-Hidráulicas ..... 8-3 hasta 8-10
Mecánica 8-1
Velocidad
Del Cilindro 1-19
Del Motor Hidráulico 6-11
Ventilación 9-3
Viscosidad 3-3

VICKERS





VICMEX

Av. de las Granjas No. 473-B Col. Jardín Azcapotzalco
Delg. Azcapotzalco, C.P. 02530 México, D. F.
Teléfono 567-27-11 Telex 01774630 vickmex Méx.

IMPRESO EN MÉXICO